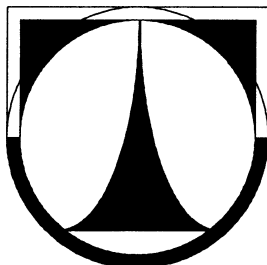


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
Katedra vozidel a motorů



**KONSTRUKČNÍ STUDIE PŘESTAVBY VOZIDLA DAF LF
45 PRO DVOJPALIVOVÝ PROVOZ (NAFTA + LPG)**

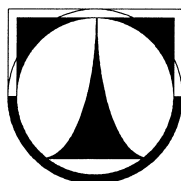
**CONSTRUCTION STUDY OF CONVERSION DAF LF 45 FOR DUAL
- FUEL OPERATION (DIESEL + LPG)**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tomáš Hampl

Květen 2008

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
Katedra vozidel a motorů



Studijní program
M2301 Strojní inženýrství

Obor
2302T010
Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření
Pístové spalovací motory

**KONSTRUKČNÍ STUDIE PŘESTAVBY VOZIDLA DAF LF
45 PRO DVOJPALIVOVÝ PROVOZ (NAFTA + LPG)**

**CONSTRUCTION STUDY OF CONVERSION DAF LF 45 FOR DUAL
- FUEL OPERATION (DIESEL + LPG)**

Diplomová práce

KVM – DP – 560
Tomáš Hampl

Vedoucí diplomové práce: Prof. Ing. Stanislav Beroun, Csc.
Konzultant diplomové práce: Ing. Karel Bechyně

Počet stran: 78
Počet obrázků: 33
Počet příloh: 3
Počet výkresů: 8

Květen 2008

Místo pro vložení originálního zadání DP

Téma

KONSTRUKČNÍ STUDIE PŘESTAVBY VOZIDLA DAF LF 45 PRO DVOJPALIVOVÝ PROVOZ (NAFTA + LPG)

Anotace

Diplomová práce se zabývá především obecnou a konstrukční problematikou dvojpalivového vznětového motoru při využití LPG jako plynného paliva.

Pozornost je věnována především způsobu tvorby směsi, vlivu plnicího tlaku na detonační chod motoru ve dvojpalivovém provedení a na konstrukční návrh zástavby zařízení pro směšování plynu se vzduchem. Jsou navrženy konstrukční úpravy pro ovládání a regulaci dvojpalivového motoru, které jsou následně aplikovány na motoru Cummins ISBe (výrobce Cummins USA), který slouží k pohonu nákladního vozidla DAF LF 45. Cílem této diplomové práce je navrhnout metodiku výpočtu pro použití motoru na dvojpalivový provoz a zástavby jeho příslušenství. Výsledky této práce jsou určeny pro aplikaci ve firmě Kadatec a následně pro pokračující výzkum v rámci programu Výzkumného centra spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka.

Title

CONSTRUCTION STUDY OF CONVERSION DAF LF 45 FOR DUAL - FUEL OPERATION (DIESEL + LPG)

Annotation

This thesis deals mostly with general and constructional problematics of a dual - fuel compression-ignition engine while using LPG as gas fuel.

Special attention is paid especially to the means of production of the mixture; the influence of supply pressure to the detonating gear of a dual-fuel engine; and to the constructional scheme of the device mixing the gas with the air. Constructional modifications are suggested in order to control and regulate the dual-fuel engine. These modifications are subsequently applied to Cummins ISBe engine (producer: Cummins USA) which is used in DAF LF 45 trucks. The goal of this thesis is to design a procedure for a calculation of use of this engine in a dual-fuel mode, and construction of its accessories. The results of this thesis are destined for an application in Kadatec company and subsequently for a continuing research within the scope of a program run by Josef Božek's developing centre of gas-engines and automobiles.

Desetinné třídění:

621.43.01

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2008

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne 23.5.2008

.....
Tomáš Hampl

Poděkování

Rád bych poděkoval Prof. Ing. Stanislavu Berounovi, CSc. za cenné rady, odbornou pomoc, názory a připomínky při realizaci mé diplomové práce.

OBSAH

1	Seznam základních symbolů a jednotek	9
2	Úvod	11
3	Studijní a řešeršní část	11
3.1	Cíl diplomové práce	11
3.2	Plyn – palivo pro pístový spalovací motor	11
3.3	LPG (Liquefied petroleum gas)	12
3.4	Zemní plyn (NG – Natural Gas)	14
3.5	Bioplyn	14
4	Způsob tvorby směsi dvojpaliivového motoru	16
4.1	Vnitřní tvorba směsi	16
4.2	Vnější tvorba směsi	16
4.2.1	Pomocí společného směřovače paliva	16
4.2.2	Jedním vefukovacím ventilem	16
4.2.3	Pro každý válec vlastní vefukovací ventil	17
5	Zapalovací dávka kapalného paliva	18
6	Dvojpaliivový motor – teoretická východiska	20
6.1	Přestavba na dvojpaliivový provoz	20
6.2	Přestavby dieselových motorů	20
6.2.1	Přestavby rychloběžných motorů	21
6.2.2	Přestavby pomaloběžných motorů	22
6.3	Východiska pro přestavbu na dvojpaliivový motor	23
7	Výfukové škodliviny	24
8	Dodatečná úprava výfukových plynů dvojpaliivového motoru	27
9	Řízení výkonu dvojpaliivového motoru	29
10	Regulační systém pro provoz motoru Cummins na duální provoz	30
10.1	Návrh systému regulace motoru Cummins	30
10.2	Start, přechod motoru na dvojpaliivový a vypínání motoru	31
11	Detonační chod dvojpaliivového motoru	32
12	Teplotní zatížení vstřikovače	35
13	Opatření pro zvýšení životnosti vstřikovacích trysek	35
13.1	Použití tepelněizolační vložky	35
13.2	Zvýšení zapalovací dávky	36

13.3	Kombinace tepelněizolační vložky a zvýšení zapalovací dávky	36
13.4	Použití chlazených vstřikovačů	36
14	Popis nákladního vozidla DAF LF 45	37
15	Výpočet motoru Cummins – DAF LF 45 na dvojpalivový provoz	38
15.1	Základní výpočet duálního motoru při M_{max}	39
15.2	Výpočet s omezením plnicího tlaku vzduchu	42
15.3	Ověření výsledných parametrů motoru v programu TLAK-macro	46
16	Omezení dávky paliva motoru Cummins pro duální provoz	48
17	Popis a způsob ovládání regulačních prvků	49
17.1	Směšovač	49
17.1.1	Výpočet difuzoru směšovače paliva	50
17.2	Vstřikovací tryska – vefukovač LPG	53
17.3	Odměrný průřez plynu	56
17.3.1	Otočný regulátor průtoku plynu	56
17.3.2	Škrťací klapka průtoku plynu	57
17.3.3	Šoupátkový škrťací ventil průtoku ovládaný krokovým motorem	57
17.4	Odměrný regulátor tlaku plynu	58
18	Vefukování plynné fáze LPG	59
18.1	Komponenty použité při zástavbě systému s vefukovačem	59
18.2	Důležité body z předpisu EHK 67	62
19	Plynová nádrž	63
20	Zástavba nádrže na LPG	65
20.1	Odhad spotřeby plynného paliva:	65
20.2	Umístění nádrží	66
20.3	Držáky nádrží GZWM:	68
20.4	Václové nádrže na uskladnění LPG se základnou:	68
20.5	Model upevnění nádrže v homologovaném držáku firmy GZWM	69
21	Ekonomické posouzení projektu	69
21.1	Výpočet nákladů na spotřebu paliva	69
22	Doporučení	73
23	Závěr	74
24	Použitá literatura	75

1 Seznam základních symbolů a jednotek

symbol	název	jednotka
P_e	Efektivní výkon	[kW]
i	Počet válců	[-]
n_i	Jmenovité otáčky motoru	[1/min]
Z	Zdvih	[mm]
D	Vrtání	[mm]
ϵ	Kompresní poměr	[-]
$V_{z/1}$	Zdvihový objem jednoho válce	[dm ³]
$V_{k/1}$	Kompresní objem jednoho válce	[dm ³]
$V_{c/1}$	Celkový objem jednoho válce	[dm ³]
m_{pe}	Měrná efektivní spotřeba paliva	[g/kWh]
$M_{p/h}$	Hodinová spotřeba paliva	[kg/h]
$M_{p/1}$	Spotřeba paliva na jeden pracovní cykl	[g/cykl]
M_t	Točivý (krouticí) moment motoru	[Nm]
$M_{p/1(20\%)}$	Spotřeba paliva pro zapalovací dávku	[g/cykl]
H_{uN}	Výhřevnost nafty	[MJ/kg]
ρ_N	Hustota nafty	[kg/dm ³]
p_{plnic}	Plnicí tlak	[kPa]
T_{pv}	Teplota plnicího vzduchu	[K]
λ_N	Součinitel přebytku vzduchu – nafta	[-]
h_m	Mechanická účinnost	[-]
h_c	Celková účinnost	[-]
h_p	Plnicí účinnost	[-]
h_i	Indikovaná účinnost	[-]
W_{ind}	Indikovaná práce	[kJ/cykl]
W_e	Efektivní práce	[kJ/cykl]
$W_{ztr/mech}$	Práce spotřebovaná na mechanické ztráty	[kJ/cykl]
λ_D	Součinitel přebytku vzduchu – duál	[-]
ϑ	Součinitel zbytkových spalín	[-]
H_{uP}	Výhřevnost LPG	[MJ/kg]
ρ_P	Hustota LPG	[kg/dm ³]
r_p	Měrná plynová konstanta LPG	[J/kg.K]
r_v	Měrná plynová konstanta vzduchu	[J/kg.K]
L_{vtn}	Teoretické množství vzduchu pro spálení 1 kg nafty	[kg/kg]
L_{vtp}	Teoretické množství vzduchu pro spálení 1 kg LPG	[kg/kg]
p_e	Střední efektivní tlak pracovního oběhu	[MPa]

Q_{pal}	Teplo obsažené v palivu	[J]
M_{vzN}	Hmotnostní množství vzduchu – nafta	[g/cykl]
M_{nvN}	Hmotnost náplně válce – nafta	[g/cykl]
P_{pv-N}	Absolutní plnicí tlak – nafta	[kPa]
E_N	Energetický potenciál v náplni válce	[J]
M_{zd}	Hmotnost zapalovací dávky	[g/cykl]
Q_{zd}	Teplo obsažené v zapalovací dávce	[J]
Q_{pl}	Teplo obsažené v LPG	[J]
M_{pl}	Množství plynu na pracovní oběh	[g/cykl]
M_{vzD}	Hmotnostní množství vzduchu	[g/cykl]
P_{pv-D}	Absolutní plnicí tlak – duál	[kPa]
$P_{kompr/max}$	Maximální kompresní tlak s ohledem na detonace	[bar]
M_{nvD}	Hmotnost náplně válce – duál	[g/cykl]
E_{N+LPG}	Energetický potenciál v náplni válce – duál	[J]
v_D	Rychlost proudění vzduchu difuzorem	[m/s]
D_{pd}	Podtlak v difuzoru	[kPa]
m_{pl}	Průtok plynu do směšovače	[g/s]
ŘJ	Elektronická řídicí jednotka motoru	
ECU	Elektronická řídicí jednotka soustavy LPG	
TD	Turbodmychadlo	
LPG	Zkapalněný rafinérský plyn	
NG	Zemní plyn	
CNG	Stlačený zemní plyn	
ČOV	Čističky odpadních vod	
BA	Benzín - naturál	
NM	Nafta motorová	
GEV	Elektromagnetický ventil ovládání přípusti plynu	
ORZ	Ovládací a regulační zařízení	
CO	Nespálený oxid uhelnatý	
HC	Nespálené uhlovodíky	
NOx	Nespálené oxidy dusíku	
EGR	EGR ventil recirkulace výfukových plynů	
SCR	Selektivní katalytická redukce	
DP	Diplomová práce	
HÚ	Horní úvrat'	
DÚ	Dolní úvrat'	
VO,VZ	Výfuk otevírá, zavírá	
SO,SZ	Sání otevírá, zavírá	

2 Úvod

Neustále rostoucí počet motorových vozidel, který je symbolem životní úrovně obyvatel, omezené zásoby tradičních pohonných hmot, rostoucí úroveň znečištění životního prostředí a především v poslední době trvale rostoucí náklady na provoz vozidel nás vedou k tomu, že začínáme hledat jiné cesty pohonu automobilů. Jiné druhy pohonu než motorem spalujícím benzín či naftu nejsou ničím novým a stále častěji se s nimi v dnešní době setkáváme. Když pomineme alternativní zdroje energie jako jsou například pohony vozidel elektrickými stroji či palivovými články, které jsou sice známé, ale zatím dá se říci „nedotažené do konce“, tak se nabízí alternativa přestaveb spalovacích motorů pro spalování jiných paliv než je benzín a nafta. Spalovací motor již ve své historii prošel rozmanitými konstrukčními úpravami a vylepšeními. Princip však zůstal zachovalý a motor se většinou přizpůsoboval palivu, které se často měnilo podle momentální hospodářské situace. Podíváme-li se do historie, nalezneme motory poháněné střelným prachem, petrolejem, benzínem, naftou, technickým benzínem či dřevoplynem. Do budoucna se v oblasti paliv setkáme, kromě nafty a benzínu, především se zkapalněným ropným plynem (LPG), zemním plynem (NG) a vodíkem. V dnešní době přistupuje k otázce paliva ještě jedno hledisko. Tím jsou alternativní pohony. Neradi se totiž vzdáváme něčeho co máme a co funguje. V praxi to znamená, že původní druh pohonu zůstane zachován (benzín, nafta) a k němu se přidá možnost pohonu vozidla jiným palivem. V našich podmínkách to bude nejčastěji propanbutanová směs LPG, popřípadě zemní plyn NG.

3 Studijní a rešeršní část

3.1 Cíl diplomové práce

Z podnětu firmy Kadatec s.r.o. vzniklo zadání této diplomové práce a jejím cílem byla konstrukční studie přestavby vozidla DAF LF 45 pro dvojpalivový provoz (nafta + LPG).

Dále práce obsahuje studijní a rešeršní část, která se zabývá především použitím paliva LPG pro duální (dvojpalivový) provoz, možnostmi tohoto paliva a výpočtem technických parametrů motoru na provoz nafta + LPG.

3.2 Plyn – palivo pro pístový spalovací motor

Plynná paliva mají nesporné výhody oproti palivům kapalným z hlediska tvorby zápalné směsi se vzduchem. Hlavním důvodem je schopnost vytvoření lépe promísené směsi dvou látek stejného skupenství (plyn+vzduch), snadné dodržení správného směšovacího poměru paliva a vzduchu a homogenita směsi. Specifickou vlastností plyných paliv je rovněž vysoká hodnota antidektonační odolnosti (oktanové, či metanové číslo). Této výhody je využito jak v zážehových motorech, tak ve vznětových dvojpalivových motorech. Další nespornou výhodou plyných paliv je jejich nižší cena oproti benzínu a naftě, a to zejména v případech, kdy je plyn jako vedlejší produkt jiného procesu. Možnostem budoucího

využití některých plynných paliv přispívá i fakt, že jejich předpokládané geologické zásoby jsou podstatně vyšší než zásoby ropy. Plynná paliva jsou získávána jednak těžbou z ložisek fosilních paliv (NG), jednak jako vedlejší produkt ze zpracování ropy (LPG), nebo zplynováním různých (vhodných) surovin.

3.3 LPG (Liquefied petroleum gas)

Zkapalněný rafinérský plyn, u nás též označovaný podle dvou hlavních složek propan-butan, je vedlejším produktem při zpracování ropy nebo zemního plynu. Využití k pohonu automobilů se datuje již od roku 1910. Propan i butan je možno zkapalnit poměrně nízkým tlakem již při normální teplotě. Propan lze zkapalnit při 20 °C tlakem cca 0,85 MPa a n-butan při téže teplotě pod tlakem 0,23 MPa. V ČR je nejčastěji směs tvořena 60-ti % propanu a 40-ti % butanu (v malém množství je přítomný i ethan a pentan).

Distribuce a dostupnost LPG v České republice je na velice dobré úrovni (v provozu je přibližně 600 čerpacích stanic). Používání tohoto plynu je podporováno rovněž nízkou spotřební daní, která činí na jednu tunu zhruba třetinu daně benzínu. V ČR je na LPG provozováno cca 250 tisíc vozidel včetně autobusů (dopravní podnik měst Most a Litvínov provozuje cca 90 autobusů na LPG). Poměr propan-butanu ve směsi LPG není ve světě stejný. V mnoha státech je LPG tvořen téměř ze 100% propanem. Příklady poměrů propan-butan ve vybraných zemích jsou znázorněny v tabulce T1.

Tabulka T1: Poměr složek propan-butan [¹]

Země	Poměr propan/butan - léto [%/%]	Poměr propan/butan - zima [%/%]
Česká republika	40/60	60/40
Belgie	30/70	50/50
Německo	převážně propan	převážně propan
Dánsko	50/50	70/30
Velká Británie	převážně propan	převážně propan
Rakousko	20/80	80/20
Holandsko	30/70	70/30
Švédsko	50/50	převážně propan
Švýcarsko	převážně propan	převážně propan

Výroba LPG

Uhlovodíkové plyny, které jsou složkami LPG, mají různé zdroje. Mohou to být snadno kondenzující podíly ze zemního plynu, dále nejtěkavější podíly z ropy a těkavé frakce z různých technologií rafinérského a petrochemického průmyslu, například z hydrokrakovacích procesů. Je třeba, aby ve složení LPG převažovaly propan a butany, větší množství olefinů snižuje OČ. Směs plynů musí být téměř úplně zbavena všech sirných sloučenin a také elementární síry, která je ve zkapalněných uhlovodíkových plynech dosti rozpustná. Další podmínkou je, aby směs LPG neobsahovala výševroucí podíly, například zbytky olejů nebo různých látek z petrochemie apod., protože tyto podíly se v palivovém systému motoru neodpaří a neodpařené zbytky postupně zaplňují prostory v redukčním ventilu a

dalších regulačních jednotkách, takže je třeba motor často odstavit a příslušenství vyčistit. Uhlovodíkové složení paliva LPG pro pohon vozidel prodávaného v zemích s různou zeměpisnou polohou je přizpůsobováno klimatu. Evropská norma EN 589 (kapitola 7.5) specifikuje pět sezónních druhů (A, B, C, D a E), jejichž složení musí být takové, aby byl při nízkých teplotách v jednotlivých klimatických oblastech dosahován potřebný tlak par. Podle dřívějších údajů francouzská legislativa požadovala 19–50% C_3 uhlovodíků (50% byl obvyklý podíl), zatímco v sousedním Španělsku a Itálii pouze 20-30%. V jižní Asii převládají v palivu C_4 uhlovodíky, kdežto v Kalifornii je požadováno nejméně 85% propanu.

Fyzikální vlastnosti LPG

LPG se podstatně snáze odpaří než automobilový benzin s plnou destilační křivkou, antidektonační odolnost a podmínky vyvolávající hoření jsou přibližně na úrovni komerčních benzinů Super a Super Plus.

LPG jako pohonné médium k provozu spalovacích motorů je jak už je psáno výše směsí propanu a butanu. Při teplotách a tlakových podmínkách běžného klimatu je tato směs plynná. Poměrně malým tlakem je však možné směs zkapalnit i za normální teploty. Při zkapalnění se však značně mění objem. Z cca 250 litrů PB (propan-butanu) v plynném stavu se získá 1 litr kapaliny (z 1 m^3 plynu vzniknou 4 litry kapaliny). Tato vlastnost PB umožňuje skladovat v poměrně malém prostoru velké množství energie.

Směs propanu a butanu (a tedy LPG) není sice jedovatá, ale je nedýchatelná. Má slabé narkotizační účinky a neobsahuje kyslík. V plynném skupenství je LPG těžší než vzduch, v kapalném skupenství je lehčí než voda.

Tabulka T2: Hodnoty fyzikálních vlastností pohonné směsi na bázi PB [5]

Fyzikální vlastnosti a hodnoty	PROPAN	n-BUTAN
Hustota kapalná fáze při 15 °C v kg/Nm ³	510	580
Hustota plynná fáze při 0 °C; 0,1MPa; v kg/Nm ³	1,97	2,59
Hustota (vzduch = 1)	1,56	2,09
Specif. objem kapalná fáze 1 kg kapalného plynu při 0 °C v litrech	1,88	1,68
při 15 °C v litrech	1,96	1,72
Objem 1 kg plynu při tlaku 1 MPa; 0 °C v litrech	508	373
při tlaku 1 MPa; 15 °C v litrech	535	393
Tenze par (tlak) v MPa při 20 °C	0,7353	0,1089
při 0 °C	0,3703	0,0059
při -10 °C	0,2424	0,0289
Bod varu při 0 °C a tlaku 1,01 MPa	-42,6	-0,6
Výparné teplo při 0 °C v kJ/kg	378,58	383,86
Výhřevnost kWh/kg	12,87	12,69
Spalné teplo kWh/kg	13,98	13,74
Wobbeho číslo vztažené k výhřevnosti kWh	20,79	23,74
Nejvyšší spalovací teplota se vzduchem/s kyslíkem °C	1925/2850	1895/2850
Zápalná teplota (se vzduchem) °C	510	430
Meze výbušnosti (se vzduchem) obj. % plynu	2 až 9,5	1,5 až 8,5
Nejvyšší spalovací rychlost cm/s	47,2	45,2
Teoretická spotřeba vzduchu m ³ /m ³	24,36	32,308
Teoretická spotřeba kyslíku m ³ /m ³	5,104	6,769
Objem spalin: vlhké m ³ /m ³	26,244	34,709
Objem spalin: suché m ³ /m ³	22,3	29,68
Rosný bod spalin °C	55	55
CO ₂ max. obj. %	13,8	14,1

3.4 Zemní plyn (NG – Natural Gas)

Zemní plyn lze zařadit mezi palivo neropného, ale minerálního původu. O jeho vzniku je řada teorií. Vzhledem k tomu, že se zemní plyn ve značné míře vyskytuje spolu s ropou a uhlím, přiklání se teorie postupnému vzniku plynu při uvolňování jako důsledek rozkladu organického paliva. Rozhodující význam pro využití v dlouhodobé perspektivě mají světové zásoby zemního plynu viz. dále. Zemní plyn je tvořen z 90 až 98 % metanem, zbytek tvoří etan (až 3 %), dusík (až 3 %) a ostatní plyny (CO_2 , propan, n-butan aj.).

Zemní plyn lze rozdělit podle způsobu skladování na:

CNG – stlačený zemní plyn. Zavádění CNG proběhlo již ve 30-tých letech v Itálii, která dnes patří obecně mezi průkopníky zavádění alternativních paliv. Tento plyn je snadno dostupný v rámci existující infrastruktury. Pro distribuci je stlačen pod tlakem 20 až 25 MPa. Je lehčí než vzduch, což lze chápat jako výhodu s ohledem na bezpečnost. V ČR jsou provozovány řádově stovky vozidel na toto palivo včetně autobusů. K dispozici je dnes zhruba 15 čerpacích/kompresních stanic. V současné době s úspěchem využívá stlačený zemní plyn řada dopravních podniků (např. DMPL Liberec, ČSAD BUS Ústí n/L, ČSAD Havířov).

LNG – zkapalněný zemní plyn. Využití tohoto způsobu skladování plynu je v podstatě nižší míře než CNG. Zkapalnění zemního plynu probíhá ochlazením na bod varu (-162°C při tlaku 0,1 MPa). Skladován je následně při tlaku 0,15 – 1,0 MPa. Distribuován je v kapalném stavu jako klasické ropné palivo. Tento druh plynu je využíván především pro velké nákladní automobily v USA.

3.5 Bioplyn

Bioplyn vzniká anaerobním rozkladem organické hmoty ve velkovýkrmnách hospodářských zvířat, čistírnách odpadních vod a skládkách. Vedle metanu (45 až 75%) obsahuje i větší množství CO_2 , vody, případně i jiných příměsí. Produkce bioplynu má spíše lokální význam a lze ho využívat tam, kde je jeho dostatečná produkce. Především se používá k pohonu stacionárních motorů kogeneračních jednotek.

- *Bioplyn (kalový plyn) získaný z čističky odpadních vod.*

Kalový plyn je produktem vyhnívajícího procesu v čističce odpadních vod (ČOV). Složení je závislé mj. i na různorodosti odpadních vod z domácností a průmyslových podniků. V případě, kdy odpadní vody jsou převážně z průmyslových nebo zemědělských podniků, je obsah sirovodíků vyšší než při produkci bioplynu čistě z domácího odpadu. V případě vyššího obsahu sirovodíku je nutno kalový plyn odsiřovat. Složení kalového plynu a jeho produkce v ČOV na 100 tis. ekvivalentních obyvatel.

Produkce [¹⁰]:

- metan CH_4 60 – 70 %
- oxid uhličitý CO_2 30 – 40 % (téměř zbytek do 100 %)
- stopově jsou obsaženy H_2S , H_2 , N_2 , O_2
- denní produkce 1000 – 1500 m^3/den
- výhřevnost 17 – 23 MJ.kg^{-1} v průměru 35,8 MJ.m^{-3}

- *Bioplyn získaný ze skládkového plynu.*

V případě mikrobiologického rozkladu organických složek odpadu vzniká skládkový plyn. Proces rozkladu je velice závislý, kromě složení odpadu, na vlhkosti, teplotě (důležité pro vznik společenstev bakterií) a stupni zamezení vzduchu (kyslíku), pro uplatnění anaerobní fáze rozkladu.

Složení skládkového plynu :

- metan CH_4 50 – 70 %
- oxid uhličitý CO_2 30 – 35 %
- dusík N_2 0 – 5 %
- sirovodík H_2S 0 – 3 %

Surový plyn se obvykle čistí, odstraňují se z něj nežádoucí nečistoty a CO_2 . Po vyčištění je složení podobné jako u zemního plynu a to 99,9 % metanu CH_4 :

- výhřevnost po vyčištění $35,8 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$
- průměrná hustota $0,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (pro „vyčištěný“ plyn)
- denní produkce 1200 – 1680 m^3/den

Pozn. Hodnoty jsou převzaty z literatury [¹⁰] a týkají se skládky odpadů Most-Růžodol z roku 2000.

V závěru kapitoly o plynných palivech je uvedena tabulka T3, která porovnává vlastnosti nejpoužívanějších plynných a kapalných paliv v pístových spalovacích motorech. Plynná paliva lze využít ve větší či menší míře v zážehových i vznětových (dvojpalivových) motorech.

Tabulka T3: Porovnání paliv pro spalovací motory [²]

Palivo	LPG	BA	NM	Metanol	Etanol	Metan (CNG)
Tvaru [°C]	Cca -30	30-190	170-360	65	78	-162
Výparné teplo [kJ/kg]	Cca 358	420	554	1119	904	510
Hustota [kg/dm^3]	0,538	0,748	0,832	0,795	0,789	0,720*
	2,060*					
Směšovací poměr	15,5	14,7	14,5	6,5	9,0	17,2
Výhřevnost paliva [MJ/kg]	Cca 45,8	43,9	42,7	19,7	28,6	50
Výhřevnost paliva [MJ/dm^3]	Cca 24,8	32,0	35,8	15,5	21,2	21,2
Výhřevnost směsi [MJ/m^3]**	Cca 3,72	3,75	-	3,44	3,48	3,22
Oktanové číslo (VM)	Cca 100	97	-	114	111	140

* v plynném stavu, kg/m^3

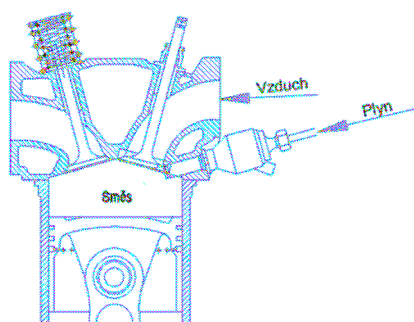
** v plynném stavu

4 Způsob tvorby směsi dvojpalivového motoru

V dnešní době se používají dva druhy motorů na plynná paliva. Jsou to motory zážehové a motory pracující na duálním (dvojpalivovém) principu.

V případě dvojpalivového vznětového motoru lze tvorbu směsi rozdělit (obdobně jako u zážehových motorů) na dva základní způsoby:

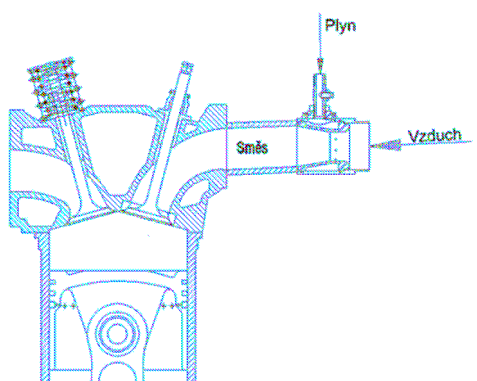
4.1 Vnitřní tvorba směsi



Směs vzduchu s palivem (plynem) vzniká až přímo ve válci. V tomto případě je sacím ventilem přiveden pouze vzduch a plyn je vefukován vstřikovačem (obr.1) přímo do válce. Tento způsob tvorby směsi se ve dvojpalivových motorech téměř nevyužívá, protože je spojen s vysokými technickými nároky na vefukovací ventily (vstřikovače) a představuje další konstrukční komplikace jako je například dodatečná konstrukční úprava hlavy válců apod.

obr. 1 – Schéma vnitřního tvoření směsi

4.2 Vnější tvorba směsi



Při tomto způsobu je směs (vzduch-plyn) tvořena v sacím potrubí a do válce je nasávána již jako téměř homogenní. Varianta vnější tvorby směsi se společným difuzorem je znázorněna na obr.2. Dále lze specifikovat způsob tvoření směsi vzduchu a plynu obdobným způsobem jako tvorbu směsi benzínu a vzduchu u zážehových motorů:

obr. 2 – Schéma vnější tvorby směsi

4.2.1 Pomocí společného směřovače paliva

Princip je stejný jako u karburátoru. plyn je nasáván vlivem podtlaku vytvořeného v difuzoru směřovače z regulátoru tlaku s odpařovačem.

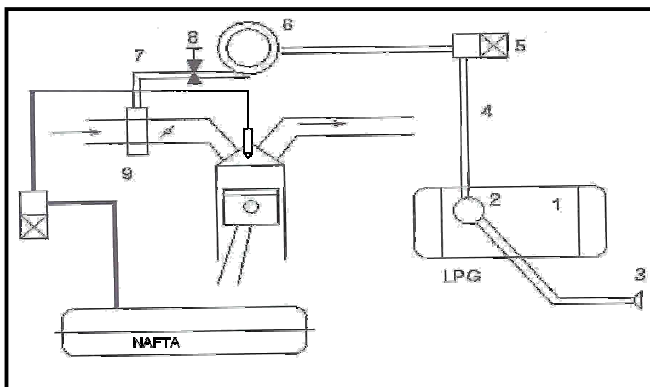
4.2.2 Jedním vefukovacím ventilem

Obdoba „jednobodového“ vstřikování benzínu. Pro jedno sací potrubí je jeden vefukovací ventil plynu.

4.2.3 Pro každý válec vlastní vefukovací ventil

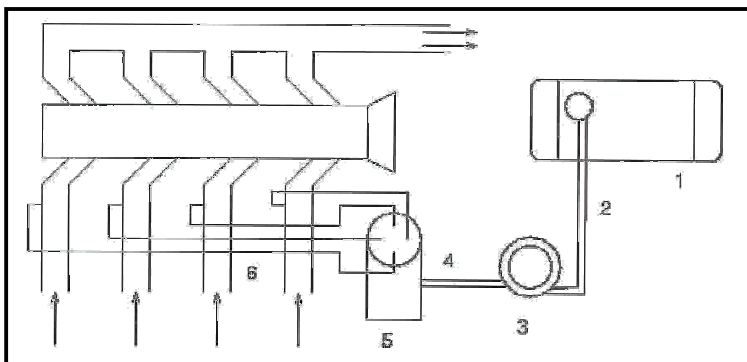
Obdoba „vícebodového“ vstřikování paliva (benzínu). Plyn je v tomto případě vefukován do sacího potrubí pro každý válec zvlášť do blízkosti sacího ventilu.

ad 4.2.1.) *Schéma vnější tvorby směsi se směšovačem [²]*



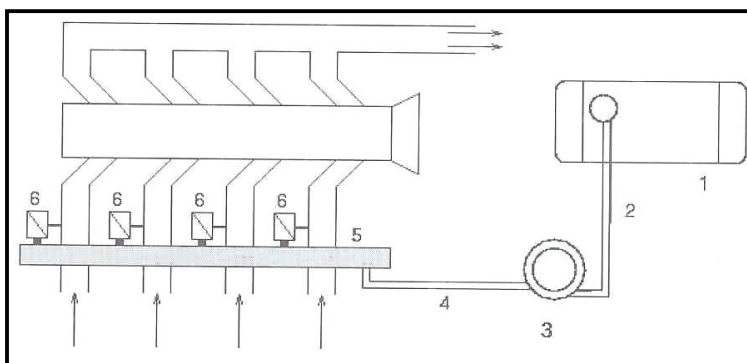
- 1 – nádrž LPG
- 2 – víceúčelový ventil
- 3 – plnicí přípojka
- 4 – vysokotlaké potrubí
- 5 – elektrický ventil
- 6 – regulátor
- 7 – nízkotlaké vedení
- 8 – škrťací ventil
- 9 – směšovač

ad 4.2.2.) *Schéma vnější tvorby směsi s rozdělovačem [²]*



- 1 – nádrž LPG
- 2 – vysokotlaké potrubí
- 3 – regulátor
- 4 – nízkotlaké vedení
- 5 – rozdělovač
- 6 – větve sacího potrubí

ad 4.2.3.) *Schéma vnější tvorby směsi - vícebodový vstřik [²]*



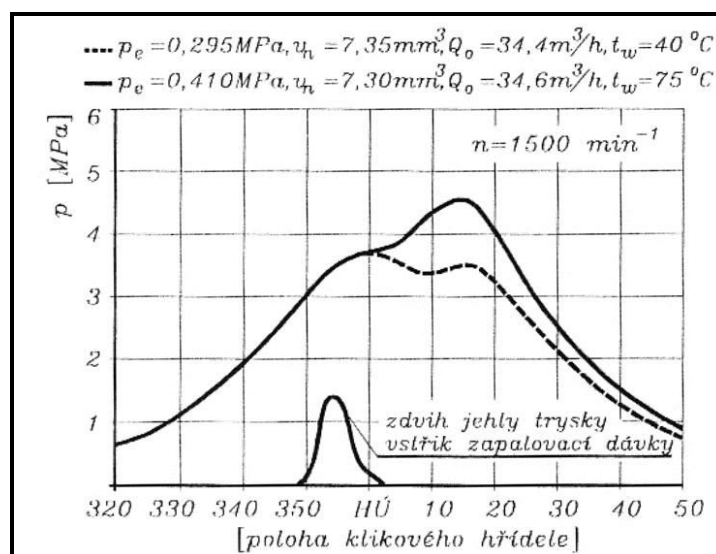
- 1 – nádrž LPG
- 2 – vysokotlaké potrubí
- 3 – regulátor
- 4 – nízkotlaké vedení
- 5 – palivová rampa
- 6 – jednotlivé vstřikovače

Pozn.: U některých motorů, především s velkým překrytím ventilů, je začátek přívodu plynu do nasávaného (plnicího) vzduchu motoru možný až po uzavření výfukového ventilu, aby nedošlo ke „zkratovému“ úniku paliva do výfuku.

5 Zapalovací dávka kapalného paliva

Spolehlivé zažehnutí směsi plyného paliva a vzduchu (při malých zatíženích dvojpalivového motoru až extrémně chudé směsi) závisí na správné velikosti zapalovací dávky kapalného paliva, které musí být vstříknuto do válce motoru ve vhodném okamžiku. Průběh hoření směsi je pak závislý zejména na její bohatosti, teplotě, promísení a v určité míře i na zapalovací dávce.

Je zřejmé, že průběh vyhořívání směsi, v případě kdy je motor ohříván (po předchozím studeném startu a krátkodobém ohřevu pouze na naftu), značně závisí na teplotním stavu motoru. S rostoucí teplotou se zvyšuje rychlost vyhořívání náplně válce a celkové využití tepla. Zvýšení teploty má za následek zvýšení výkonu motoru (jak ukazuje obr. 4), a to v případě stejných podmínek dávky vzduchu, nafty a plyného paliva na pracovní oběh. Jedna z příčin této skutečnosti je v tom, že teplota zapálení a udržení hoření směsi plyných paliv a vzduchu je poměrně vysoká ($600 - 700^{\circ}\text{C}$). Chladné stěny válce a spalovacího prostoru mohou pak intenzivním chlazením značně rozšířit oblast zhášení v určitých místech spalovacího prostoru a potlačit tím šíření plamene, a to zejména v případě velmi chudých směsí. Z těchto důvodů a navíc z hlediska bezpečnosti je proto nutné spouštět motor pouze na kapalném palivu. Na dvojpalivový provoz lze pak po nastartování přejít postupným, ale pomalým snižováním kapalného paliva a současným zvyšováním přívodu plynu.



obr. 4 – Indikátorové diagramy dvojpalivového nepřeplňovaného motoru při jeho ohřevu [12]

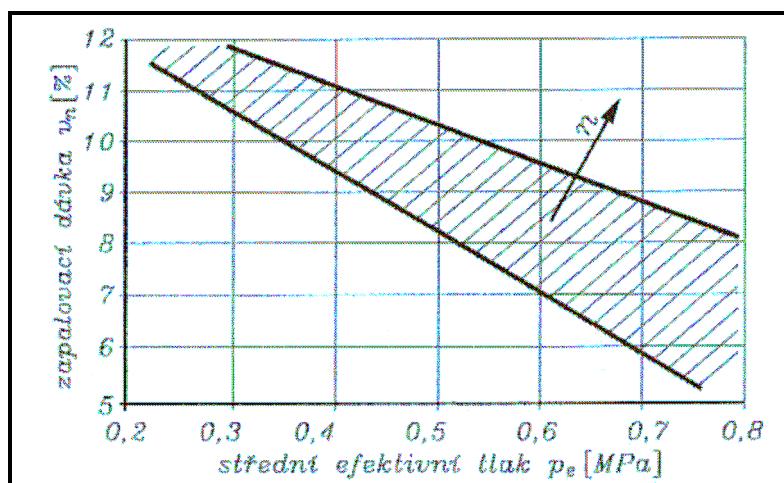
Velikost zapalovací dávky kapalného paliva (nafty) je odvozena ze způsobu provozu motoru.

Dvojpalivový motor je možno provozovat :

- s minimální dávkou nafty
- se zvýšenou dávkou nafty

Obvyklá minimální dávka paliva je v rozsahu 6 až 12 % z jmenovité dávky klasického vznětového motoru na naftu. U přeplňovaných motorů je tato dávka ještě nižší, a to 5 až 8 %. Pro samotnou inicializaci hoření plyného paliva postačuje zapalovací dávka podstatně nižší, která se pohybuje mezi 2 až 2,5 %.

Při takto malých dávkách je ale nepravidelnost chodu a výskyt detonačního hoření. Na obr. 5 je vyjádřena závislost minimální zapalovací dávky pro spolehlivý zážeh směsi zjištěná na zkušebním jednoválci při dvojpalivovém provozu zemní plyn – nafta.



obr. 5 – Minimální zapalovací dávka kapalného paliva u dvojpalivového nepřepřehávaného motoru [12]

Při konstrukci je třeba řešit problém, který je spojen s velice nízkou dávkou nafty. U malých motorů dosahuje zapalovací dávka pouze několik jednotek mm^3 a tím dochází k nedostatečnému chlazení vstřikovací trysky naftou. V případě nedostatečného chlazení vstřikovacích trysek je nutno zvýšit zapalovací dávku, aby se trysky lépe ochlazovaly naftou. Zvýšení dávky se může pohybovat až mezi 20 až 25 % jmenovité dávky. Mimo jiné jsou provozovány i dvojpalivové motory, které využívají jmenovitou dávku i vyšší než 60 %; plynné palivo v tomto případě pouze doplňuje energetickou hodnotu. Tento způsob provozu dvojpalivového motoru však výrazně snižuje kouřivost motoru.

V tabulce T5 jsou uvedeny příklady dvojpalivových motorů a velikost zapalovací dávky, která je v těchto motorech využívána.

Tabulka T5 : Velikost zapalovací dávky u používaných motorů podle [11]

motor	výkon [kW]	použití	dávka nafty [%]	plyn [%]	plynné palivo
ROVER 2,5	100	Vozidlový motor	56	44	LPG
GENERATIC	300	Elektrocentrála	10	90	NG
PETER AC1	5	Pohon kompresoru	28	72	NG
ČKD 6-350	1450 kVA	Elektrocentrála	9	81	NG
CUMMINS	1000 kVA	Elektrocentrála	40	60	Bioplyn
CAP C-12	300	Nákladní automobily (USA)	10	90	NG

6 Dvojpaliivový motor – teoretická východiska

Dvojpaliivovým motorem (motor na dvojí palivo, duální motor) se rozumí spalovací motor na plynná i kapalná paliva, pracující jako motor vznětový, a to buď s plynným palivem jako hlavním a kapalným jako pomocným (vzněcovacím) nebo pouze s kapalným palivem, přičemž změnu paliva lze provést za chodu bez montážních úprav (ČSN 09 0022).

Pozn.: Termín dvojpaliivový bývá často zaměňován s pojmem různopaliivový (tj. nejčastěji zážehový motor, provozovaný na různá paliva - např. motorový benzín nebo LPG).

6.1 Přestavba na dvojpaliivový provoz

Úprava naftového motoru na dvojpaliivový by měla respektovat následující obecné požadavky a předpoklady :

- konstrukční úpravy motoru musí být provedeny tak, aby motor bylo možno i nadále provozovat na původní kapalně palivo (naftu)
- přechod motoru na dvojpaliivový provoz a následný běh by měl být regulován automaticky bez nutnosti zásahu obsluhy
- kompletní úprava by měla vyžadovat minimální zásahy do původní konstrukce motoru.

V dnešní době se dvojpaliivové verze motoru používá především u velkých stacionárních motorů a kogeneračních jednotek. V ČR existuje několik firem zabývajících se touto problematikou (ComAp spol. s.r.o. Praha, Motor System s.r.o. Hradec Králové, aj.) U vozidlových motorů k přestavbám na dvojpaliivový dochází spíše jen zřídka.

6.2 Přestavby dieselových motorů

Základní principy přestavby (dle Motor System s.r.o. [1-1])

Hlavní podstatou přestavby dieselového motoru na duální provoz je snížení vstřikované dávky nafty až na hodnotu 10% (již dříve) z celkového množství potřebného pro provoz se jmenovitým výkonem na naftu. Toto množství se nazývá „dávka zapalovací“ a chybějící chemická energie paliva je pak dodávána ve směsi vzduchu s plynným palivem.

Obecně jsou pro přestavbu vhodné všechny motory s výstupním efektivním výkonem od 50 kW, a to v provedení nepřepřňovaném i přepřňovaném, pomaloloběžném, středněrychloběžném a rychloběžném.

Vhodně navržená metoda přestavby pro daný motor a použité palivo (minimálně závislá na výrobci a značce motoru) přináší následující efekty:

- významné snížení nákladů za palivo (až 65%)
- neredukovaný původní výkon

- vysoká stabilita chodu soustrojí
- nižší emise škodlivin ve výfukových plynech
- zvýšení technické hodnoty soustrojí
- možnost využití různých druhů plyných paliv
- možnost nouzového návratu na naftový provoz

Těchto cílů můžeme dosáhnout jedním ze dvou základních technických řešení:

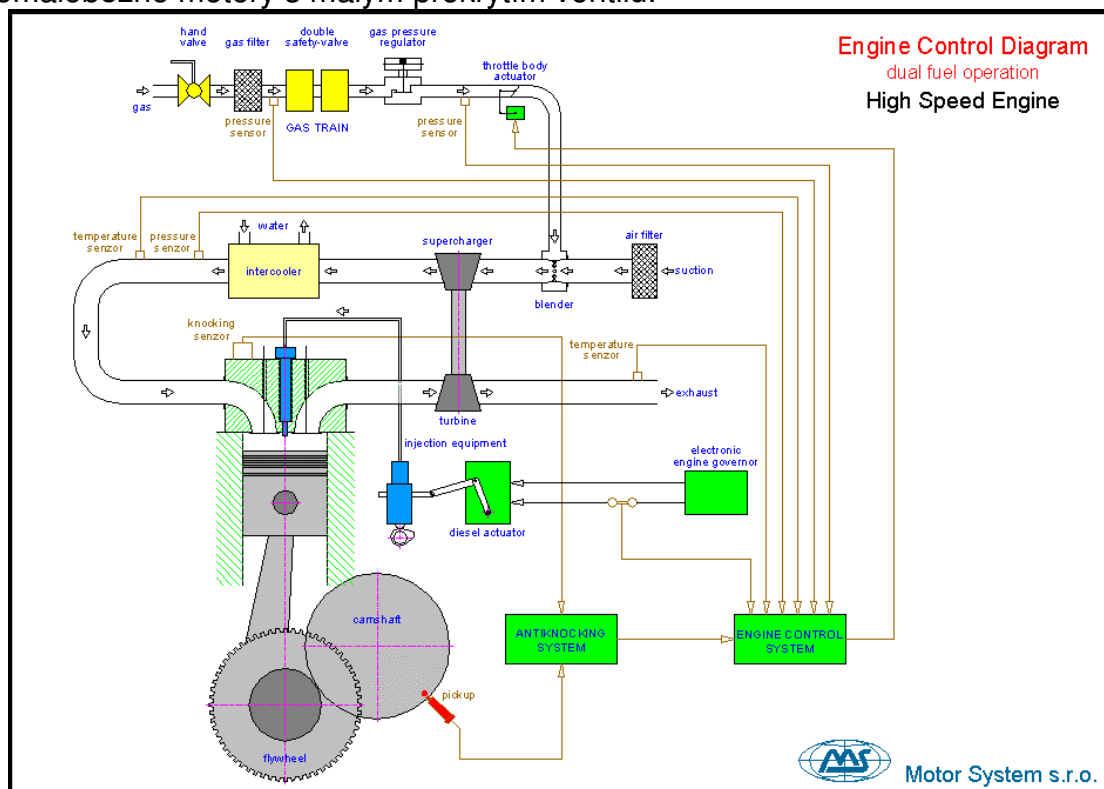
- řešení s centrálním směšovačem paliva (rychlloběžné motory)
- řešení s elektromagnetickými plynovými ventily GEV (pomaloběžné motory)

6.2.1 Přestavby rychloběžných motorů

U tohoto řešení je vnější tvorba směsi plyného paliva a vzduchu zajištěna systémem, který plní následující funkce:

- klapka na plynovém potrubí ovládaná řídicím systémem určuje požadovaný duální poměr paliva
- původní otáčkový regulátor zůstává ve funkci
- systém řízení motoru dále zajišťuje bezpečnostní a provozní funkce soustrojí

Vnější tvorba směsi probíhá tedy kontinuálně, bez ohledu na okamžitou fázi pracovního procesu čtyřdobého pístového spalovacího motoru. Z důvodu zamezení velkých ztrát paliva při proplachování spalovacího prostoru je tato metoda vhodná zvláště pro rychloběžné motory nebo nepřepřlňované pomaloběžné motory s malým překrytím ventilů.



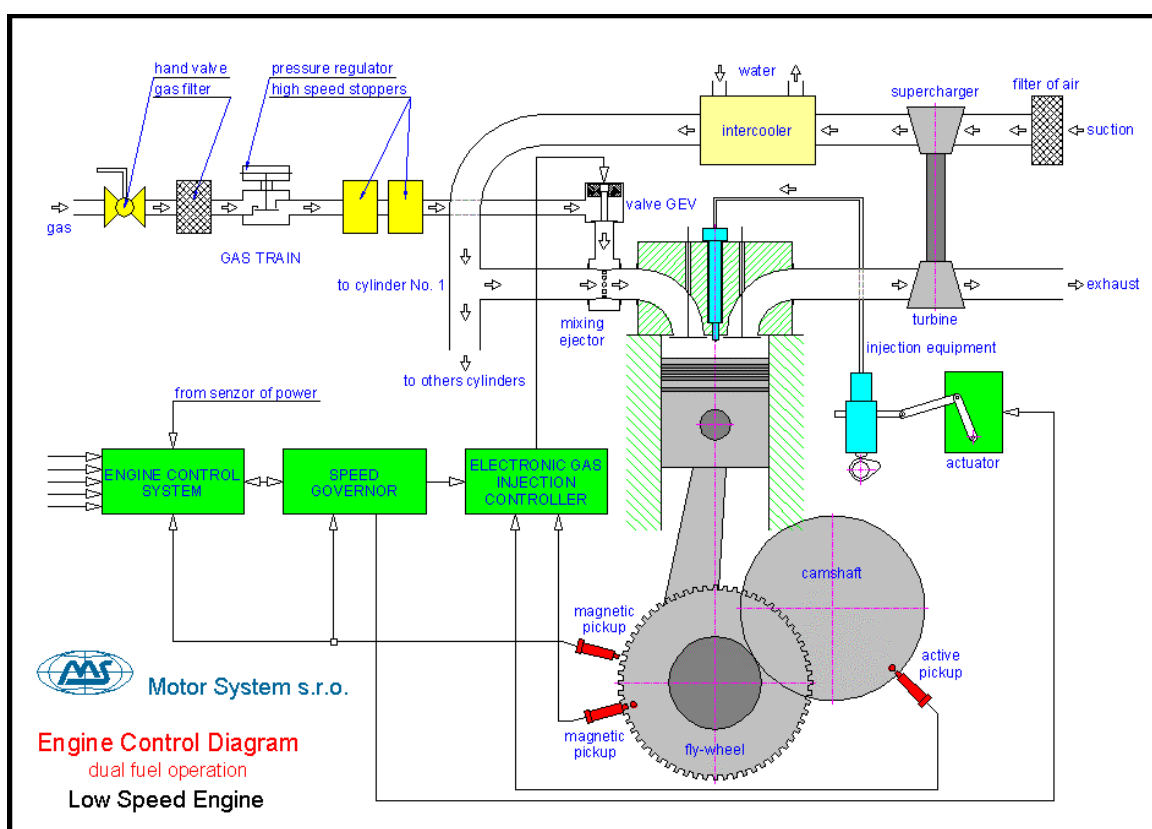
obr. 6 – schéma regulace rychloběžného dvojpaliivového motoru [⁻¹]

6.2.2 Přestavby pomaloběžných motorů

U tohoto řešení je vnější tvorba směsi plyného paliva a vzduchu zajištěna systémem, který plní následující funkce:

- akční člen vstřikovacího zařízení nastavuje zapalovací dávku nafty
- elektromagnetický plynový ventil GEV ovládaný elektronickým řídicím systémem vpouští plyn do sání (plnicího potrubí) hlavy válce a zajišťuje tím funkci otáčkové nebo výkonové regulace
- dvouvýstupový otáčkový regulátor ovládá jedním výstupem akční člen vstřikovacího zařízení a druhým výstupem předává požadavky elektronickému řídicímu systému vpouštění plynu do sání válce motoru
- systém řízení motoru spolupracující s otáčkovým regulátorem dále zajišťuje startovací, stopovací, bezpečnostní a provozní funkce soustrojí

Vnější tvorba směsi neprobíhá tedy kontinuálně, ale s ohledem na okamžitou fázi pracovního procesu čtyřdobého pístového spalovacího motoru. Řídicí systém otevírá ventil GEV pouze ve fázi sacího zdvihu a to až po uzavření výfukového ventilu. Je tak i při duálním provozu motoru umožněno proplachování spalovacího prostoru pouze čistým vzduchem i u přepřehovaných motorů s velkým překrytím ventilů, pro které je tato metoda přednostně určena.



obr. 7 – schéma regulace pomaloběžného dvojpaliivového motoru [1]

6.3 Východiska pro přestavbu na dvojpálivový motor

Řešení dvojpálivových motorů vychází obvykle z konstrukcí spolehlivých vznětových motorů. Dvojpálivový motor představuje v těchto případech konverzi vznětového (naftového) motoru, obvykle se zachováním stejného kompresního poměru. Konstrukční úprava spočívá v realizaci technických požadavků na bezpečnost při použití plynného paliva a jednoduchost rekonstrukce. Úpravy se týkají:

- řešení sacího traktu a přívodu plynného paliva
- instalace palivového systému pro plyn
- regulace vstřikovacího systému nafty i plynu

Směšování plynného paliva se vzduchem a vytvoření hořlavé směsi může být provedeno dvěma způsoby:

- 1) motor nasává pouze vzduch a plynné palivo se dopravuje přímo do válce (vnitřní tvorba směsi) v průběhu sacího zdvihu nebo na začátku kompresního zdvihu.
- 2) směs je vytvořena ve směšovací zařízení mimo válec a do motoru přichází již homogenní směs (vnější tvorba směsi).

Vzájemné promísení obou složek hořlavé směsi bývá v obou případech rovnocenné. Provedení některého ze dvou způsobů vychází především z požadavků na provozní režim, bezpečnost dopravovaného paliva, potřebný výkon, vysoké využití přivedeného paliva a nízké výfukové emise. Ve dvojpálivových motorech je spalována extrémně chudá směs plynného paliva a vzduchu. Této vlastnosti se využívá při řízení výkonu motoru, které může být v podstatě pouze kvalitativní, tj. změnou přípustí plynného paliva. Pro zapálení této směsi se do spalovacího prostoru vstřikuje pouze zapalovací dávka kapalného paliva (nafty), jejíž velikost může být konstantní v širokém rozsahu zatížení motoru. Pro rychloběžné dvojpálivé motory v kategorii malých a středních výkonů se převážně používá druhého způsobu přípravy směsi, tzn. do válce motoru se nasává již hotová směs, která je pak zapálena vstříknutím velmi malé dávky kapalného paliva. Řízení výkonu motoru se provádí kvalitativní změnou směsi, tj. výkon motoru lze pro všechny režimy regulovat pouze změnou nasátého množství plynného paliva, které se reguluje prakticky od nuly až na hranici detonačního chodu. Množství nasávané směsi do válce motoru zůstává téměř konstantní. Pro řízení výkonu těchto motorů lze použít i regulaci částečně kvalitativní, smíšenou, tj. současně řídit i množství nasávaného vzduchu, avšak bez požadavků přísného dodržení směšovacího poměru. Zapalovací dávka paliva může rovněž zůstat při všech režimech konstantní; vstřikovací souprava musí být uzpůsobena pro vstřikování velmi malých dávek paliva. Rekonstrukce rychloběžného vznětového motoru na dvojpálivovou verzi není obtížná, je však vždy spojena s určitými technickými problémy (vedle záležitostí konstrukčního charakteru je třeba při řešení respektovat i některé odlišnosti dvojpálivového provozu oproti provozu vznětového motoru pouze na naftu), které pocházejí především z pozměněného způsobu tvoření směsi a průběhu spalovacího procesu, respektive jeho některých

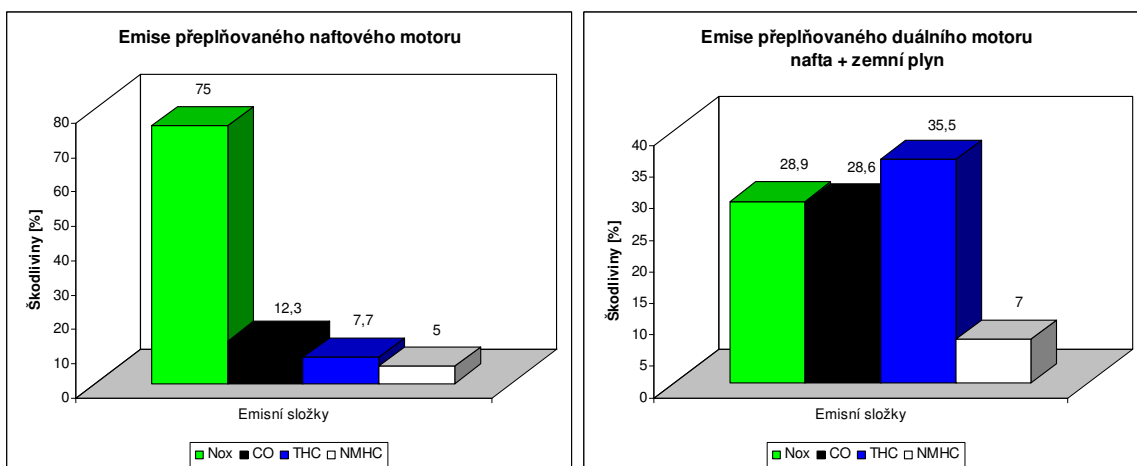
specifických vlastností. Časování rozvodových orgánů zůstává u rychloběžného dvojpaliivového motoru zpravidla stejné jako u původního naftového motoru. Ovládací a regulační zařízení (dále jen ORZ) musí být jednoduché a nenáročné na obsluhu, musí umožnit spuštění a režim ohřevu motoru pouze na kapalně palivo (naftu) s postupným snižováním vstřikované dávky kapalněho paliva, které je následně nahrazeno (energeticky) přívodem plynněho paliva. ORZ musí udržet zvolený provozní režim a zabezpečovat motor proti překročení maximálních přípustných otáček. Řešení ovládacího zařízení musí umožňovat snadný přechod z čistě naftového režimu na dvojpaliivový za provozu motoru. Také je nezbytné účinné odvětrání klikové skříně motoru, kde by mohlo docházet k hromadění plynněho paliva z možných profuků. Přívod plynu je nutné spolehlivě zabezpečit samočinným ventilem pro rychlé uzavření přívodu plynněho paliva při zastavení motoru.

Pomaloběžné dvojpaliivové motory, vytvářené rovněž konverzí z klasického vznětověho motoru, vyžadují zpravidla oddělené řízení přívodu vzduchu a paliva do válců. Tyto motory se vyznačují vysokou účinností propláchnutí válce čerstvým vzduchem při výměně obsahu válce a to vyžaduje, aby plynně palivo bylo přivedeno k nasávanému (plnicímu) vzduchu nebo přímo do válce v době, kdy je zavřený výfukový ventil (zabrání se tak přímému úniku paliva do výfuku). Ostatní požadavky na rozsah úprav a změn na motoru jsou podobné jako u dvojpaliivových rychloběžných motorů.

7 Výfukové škodliviny

Bohatost směsi, vedle působení na rychlost vyhořívání náplně válce, ovlivňuje i složení výfukových plynů. Dvojpaliivový motor se vyznačuje velmi nízkým kouřením až do oblasti detonačního chodu. Nad hranicí detonací se pak kouření motoru výrazně zvyšuje a stejně tak dojde i k výraznému zvýšení obsahu CO ve výfukových plynech. Spalovací proces ve válci dvojpaliivového motoru (při seřízení na minimální zapalovací dávku nafty a v provozu dvojpaliivového motoru na chudou směs) zajišťuje nižší produkci (a emise) oxidů dusíku NO_x. Relativně vysoká „zhášecí“ teplota směsi plynných paliv se vzduchem a proměnlivá bohatost směsi při změnách zatížení (zejména ochuzování směsi kvalitativní regulací při poklesu zatížení motoru) ovlivňující rychlost vyhořívání náplně válce ve dvojpaliivovém motoru a celkem snadná možnost působení chladnějších stěn válce na elementární i větší objemy hořící náplně způsobují, že ve výfukových plynech dvojpaliivových motorů se objevují vyšší koncentrace nespálených uhlovodíků HC a oxidu uhelnatého CO (zvláště při provozu na velmi chudé směsi) než u motorů vznětových (provozovaných pouze na naftu).

Zejména při použití zemního plynu se zvýší celkové emise nespálených uhlovodíků (jejich podstatnou složkou je ale metan). Porovnání emisí výfukových škodlivin (podíly jednotlivých složek na celkových emisích) z klasického vznětověho motoru a z dvojpaliivového motoru (zemní plyn-nafta) pro režim plného zatížení ukazuje obr. 8. Hlavní příčinou zvýšených koncentrací nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech dvojpaliivových motorů jsou relativně vysoké spalovací tlaky a skutečnost, že hmotnost připravené homogenní směsi plynněho paliva a vzduchu se ve zhášecích oblastech vysokých spalovacích tlaků zvyšuje.

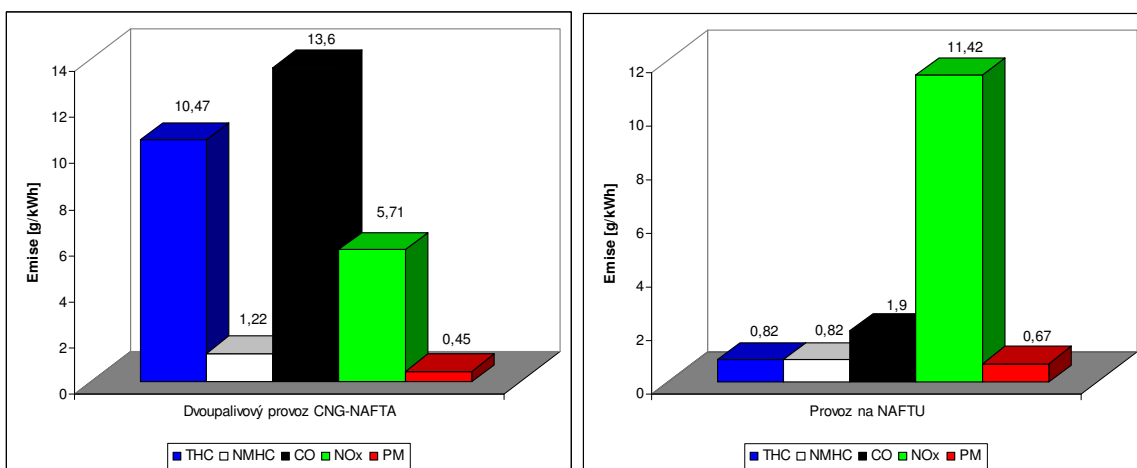


obr. 8 – Složení výfukových emisí přeplňovaného vznětového motoru (vlevo) a přeplňovaného dvojpalivového motoru (vpravo) [¹²]

Předchozí poměr výfukových emisí dvojpalivového motoru (obr. 9) oproti motoru čistě vznětovému (nafta) potvrzuje měření na přeplňovaném motoru EMD 12-645E3B [¹¹], který byl přestaven na dvojpalivový provoz pro pohon drážních lokomotiv. Jako primární (plynné) palivo byl využit zemní plyn (CNG). Zapalovací dávka nafty v tomto případě činí průměrně 10% z jmenovité dávky.

Tabulka T6: Porovnání emisí výfukových plynů dvojpalivového provozu a provozu pouze na naftu motoru EMD 12-645E3B použitého v zástavbě drážní lokomotivy [¹¹]

EMD test při zátěži vlečení [g/kWh]	Dvojpalivový provoz (CNG - nafta)	Provoz pouze na naftu
Celkové uhlovodíky (THC)	10,47	0,82
Nemetanové uhlovodíky (NMHC)	1,22	0,82
Oxid uhelnatý (CO)	13,6	1,9
Oxidy dusíku (NOx)	5,71	11,42
Pevné částice (PM)	0,45	0,67
Oxid uhličitý (CO ₂)	497,76	580,72
Účinnost motoru (%)	33,7	37,6



obr. 9 – Porovnání emisí výfukových plynů dvojpalivového provozu a provozu pouze na naftu motoru EMD 12-645E3B použitého v zástavbě drážní lokomotivy [¹¹]

Je třeba si také uvědomit, že vznětové motory spalují heterogenní směs, která se tvoří a spaluje převážně ve spalovacím prostoru motoru. Převažující část nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech pochází ze „zhášecích vrstev“ (ZV - zón „zhášení plamene“), v nichž dochází k předčasnému ukončení oxidačních reakcí nebo se v nich oxidační reakce vůbec nerozběhnou. Technikou dodatečného „čištění“ výfukových plynů v katalyzátorech (třísložkovém nebo oxidačním) se jejich koncentrace za katalyzátorem a tedy i emise HC do ovzduší výrazně snižují.

ZV je část teplotní mezní vrstvy s teplotním profilem, který je u stěny dán teplotou stěny a gradientem rostoucí teploty náplně směrem do válce. ZV jsou na menších plochách a teplota pro udržení oxidačních reakcí je pro naftu nižší oproti palivům zážehových motorů. Celkový objem ZV je u naftových motorů proto proti zážehovým menší. Koncentrace HC ve výfukových plynech naftových motorů je proti zážehovým řádově nižší.

Např.: koncentrace HC ve výfukových plynech vznětového motoru se pohybuje okolo 50 – 80 ppm. Po přestavbě motoru na dvojpalivový provoz se zvýší koncentrace HC ve výfukových plynech na cca 800 -1200 ppm.

Při ověřovacích zkouškách motoru ČKD 4S 110 [¹¹] byly naměřeny některé parametry koncentrací emisí dvojpalivového motoru, jak je uvedeno v tabulce T7. Také z těchto hodnot lze usoudit jak bude dále provedeno snížení koncentrací výfukových plynů motoru provozovaného na duální chod.

Tabulka T7: Naměřené hodnoty [¹¹]

měření provoz		1 Nafta	2 Nafta	3 Nafta	4 Dual	5 Dual	6 Dual
teplota [°C]	vstřikovač	143	131	142	520	149	143
	výf. plyny	770	345	749	293	312	286
	komůrka	154	140	152	175	157	152
otáčky	[1/s]	20	21	21	21	21	20
	[1/min]	1200	1260	1260	1260	1260	1200
zátěž	napětí [V]	390	390	390	390	400	400
	proud [A]	105	75	105	75	85	90
	výkon [kVA] = [kW]	41	29,3	41	29,3	34	36
emise	O ₂ [%]	4,1	11,8	4,6	12,2	11	10,5
	CO ₂ [%]	12,8	6,9	12,4	6,6	7,5	7,8
	CO [ppm]	2530	2250	1738	2268	1812	1715
	NO ₂ [ppm]	498	646	526	766	934	1112
	NO [ppm]	0	23	5	120	104	126
	NO _x [ppm]	498	669	531	886	1038	1238
maximální tlak v komůrce [MPa]	nejvyšší odečtená hodnota	5,3	4,9	5,3	5,8	7	7,6
	nejnižší odečtená hodnota	5,3	4,5	4,9	4,9	6,2	6,6

Naměřené koncentrace výfukových škodlivin prokazují u dvojpalivového motoru zvýšené koncentrace NO_x. Je to důsledek rychlejšího průběhu hoření směsi (LPG a vzduchu) v dvojpalivovém motoru (vyšší spalovací tlaky, vyšší spalovací teploty). CO měřeného naftového motoru (ČKD 4S 110) jsou dosti vysoké. Budou způsobeny zřejmě nevhodným nastavením předvstříku a pravděpodobně vysokou dávkou nafty (podle [11]). Každopádně je podle emisních limitů jasné, že koncentrace oxidu uhelnatého naměřené na tomto motoru při dvojpalivové verzi jsou opět dosti vysoké. Z těchto experimentů lze usoudit, že bude nutné pro provoz vozidla DAF v dvojpalivovém provedení nutno použít úpravy výfukových plynů. Ať už pomocí katalyzátorů nebo jiných prostředků.

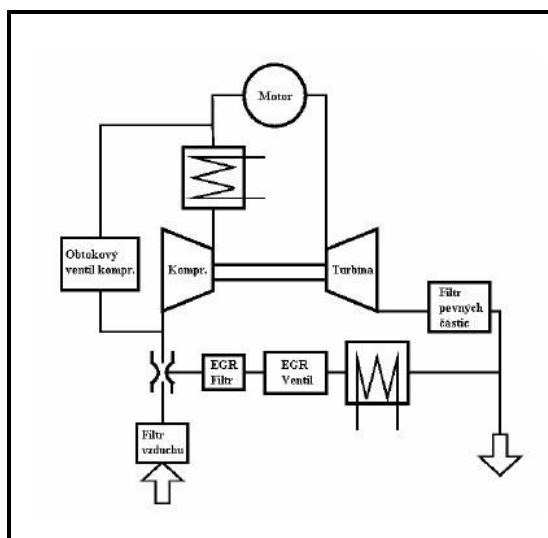
8 Dodatečná úprava výfukových plynů dvojpalivového motoru

Jelikož motor provozovaný na dvojpalivový provoz vykazuje extrémně navýšené emise především oxidu uhelnatého (CO), uhlovodíků (HC) a dále oxidů dusíku (NO_x), což je naznačeno v předchozí kapitole, tak je důležité při provozu takto emisně nevyhovujícímu motoru opatřit vozidlo DAF katalyzátorem.

Nabízí se několik variant systémů pro snižování emisních složek ve výfukových plynech:

⇒ Použití EGR ventilu

Výraznějšího snížení emisí výfukových plynů lze dosáhnout v případě použití systému recirkulace výfukových plynů (EGR). Výsledky měření na motoru Caterpillar C-12 Dual-Fuel [16] ukazují, (tabulka T8), že při využití tohoto prvku lze dosáhnout výrazného snížení škodlivin výfukových plynů oxidu uhelnatého (CO) a především oxidů dusíku (NO_x). Schéma uspořádání prvků pro snížení emisí je zobrazeno na obr. 10. Zvýšení THC při použití EGR je způsobeno zanášením nespálených uhlovodíků ve výfukových plynech recirkulace do nového pracovního cyklu.



obr. 10 – Schéma uspořádání prvků pro dodatečné snížení emisí výfukových plynů u motoru Cummins nákladního vozu DAF LF 45

Tabulka T8 : Porovnání emisí výfukových plynů [¹⁶]

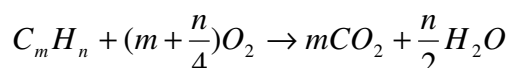
	Použití EGR	Základní verze	Rozdíl [%]
THC [g/kWh]	23,73	16,6	+43
NMHC [g/kWh]	1,93		
CO [g/kWh]	0,06	5,43	-98,8
NOx [g/kWh]	0,72	3,19	-77,3
PM [g/kWh]	0,005		
Dávka plynu [%]	81,23	79,96	+1,6

⇒ **Neřízený oxidační katalyzátor výfukových plynů**

V tomto katalyzátoru, jak už název napovídá, dochází díky provozu motoru s velmi chudou směsí paliva ($\lambda = \text{cca } 1,5$ a výše – velký přebytek vzduchu) k oxidačním reakcím. Pomocí těchto reakcí se dají snižovat pouze složky CO a HC podle rovnic uvedených dále:



Dále obecně pro přeměnu nespálených uhlovodíků na oxid uhličitý a vodu platí:

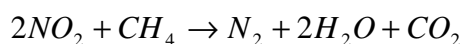
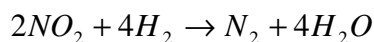
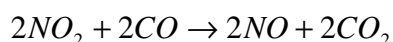


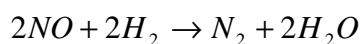
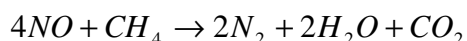
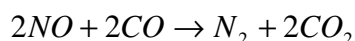
Jelikož je motor již ve své produkční podobě vybaven EGR ventilem pro snižování NOx, tak stačí instalovat pouze oxidační katalyzátor.

⇒ **Neřízený oxidačně redukční katalyzátor výfukových plynů**

V tomto katalyzátoru dochází díky redukci i oxidaci výfukových plynů ke snižování všech tří škodlivých složek (CO, HC, NOx).

Redukční reakce probíhají podle rovnic:





Oxidační rovnice probíhají jak je naznačeno u oxidačního katalyzátoru.

⇒ **Další varianty**

Existují ještě další systémy (katalyzátory) pro snižování emisních složek pracujících s velmi chudou směsí paliva a vzduchu jako jsou katalyzátory zásobníkové a katalyzátory se selektivní katalytickou redukcí (SCR). Tyto systémy jsou většinou řízené pomocí ŘJ komunikující s λ sondami. Pro tento případ jsou tyto varianty snižování emisí spíše nevhodné a to hlavně díky nutnosti spolupráce s ŘJ motoru.

Účinnost katalyzátorů však může být problematická v nižších zatíženích dvojpalivového motoru, kdy je nedostatečná teplota výfukových plynů. S poklesem zatížení motoru se obsah nespálených uhlovodíků HC a oxidu uhelnatého CO ve výfukových plynech zvyšuje vlivem celkového snížení teplotní úrovně pracovního cyklu.

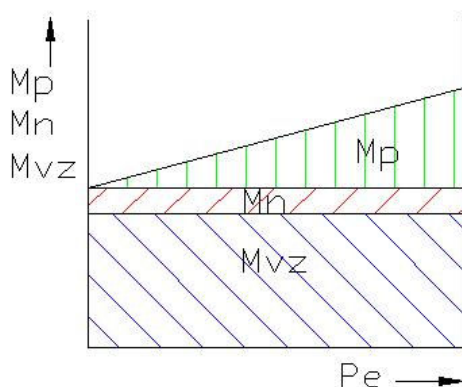
Pozn.: Při úpravě vozidla DAF by bylo zřejmě nejjednodušší použít oxidační katalyzátor společně s EGR ventilem, který již je na vozidle nainstalován.

9 Řízení výkonu dvojpalivového motoru

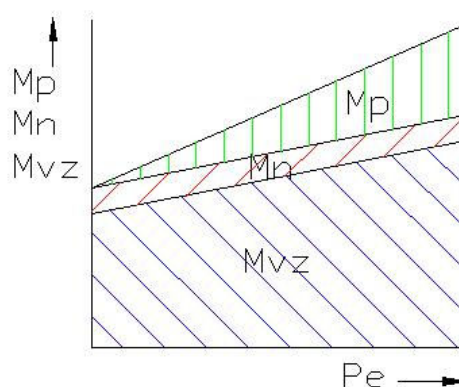
Připravená směs plynného paliva a vzduchu je u dvojpalivového motoru zápalná i v oblasti extrémně chudých směsí. Této vlastnosti se využívá u řízení výkonu dvojpalivového motoru.

Řízení výkonu motoru se provádí kvalitativní změnou směsi, tj. výkon motoru lze pro všechny provozní režimy regulovat pouze změnou nasátého množství plynného paliva. Množství plynného paliva se reguluje prakticky od nuly až na hranici detonačního spalování.

Pro zapálení směsi se do spalovacího prostoru vstřikuje zapalovací dávka nafty (kapalného paliva), jejíž velikost je konstantní v širokém rozsahu zatížení motoru.



Řízení výkonu dvojpalivového nepřepřehovaného motoru



Řízení výkonu dvojpalivového přepřehovaného motoru

kde: M_p – množství plynného paliva
 M_n – množství nafty
 M_{vz} – množství vzduchu

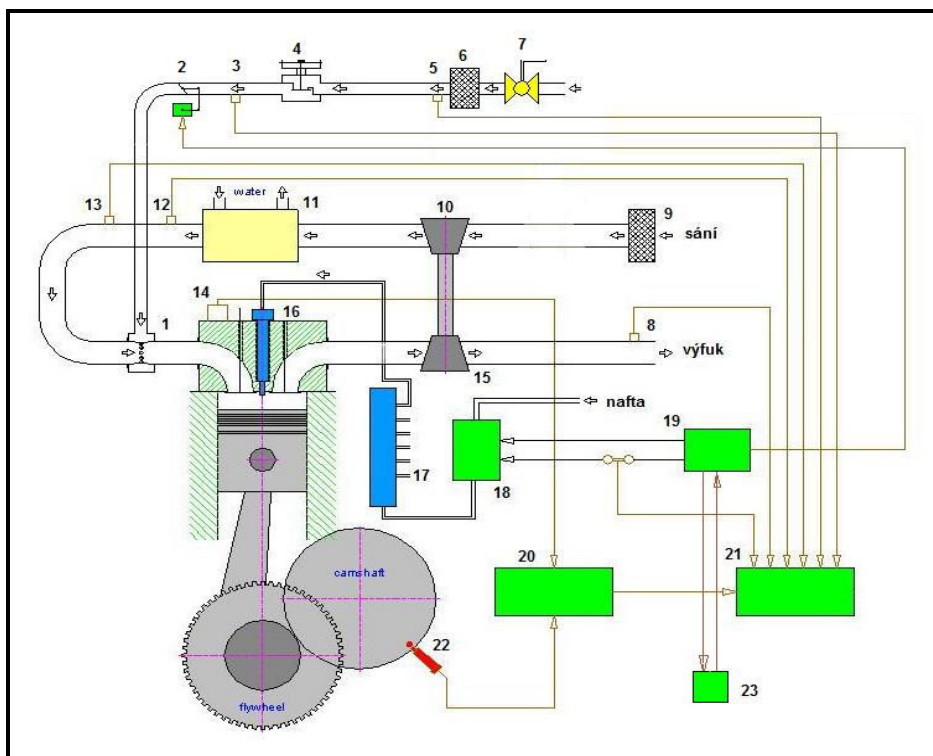
Obr. 11 – řízení výkonu dvojpalivových motorů

10 Regulační systém pro provoz motoru Cummins na duální provoz

Odlišnosti v regulaci mezi rychloběžnými a pomaloběžnými motory na dvojpaliivový provoz jsou dány především rozdílností přívodu plynného paliva do sacího potrubí jak je naznačeno v kapitolách 6.2.1. a 6.2.2. V případě motoru Cummins na dvojí palivo umístěného v nákladním vozidle DAF bude regulace provedena pro případ rychloběžného motoru.

10.1 Návrh systému regulace motoru Cummins

Kapalné LPG je vytlačované tlakem nasycených par z nádrže přes tzv. multiventil umístěný na hrdle nádrže, uzavírací ventil (7), palivový filtr LPG až k odpařovači paliva s nutnou regulací tlaku paliva (dle tlaku v nádrži) na tlak potřebný pro přívod do směšovače, popřípadě do vefukovače plynu. Přívod plynu do směšovače (1) je v případě potřeby (omezení dávky paliva z regulačních důvodů viz. kapitola 9) omezován škrtícím elementem (škrtícím ventilem - 2), který je ovládán proporcionálně signálem z řídicí jednotky (ECU - 19) pro plynový palivový systém.



obr. 12 – Schéma regulace dvojpaliivového motoru Cummins

1 – směšovač (popř. vefukovač), 2 – elektronicky ovládaný škrtící ventil, 3 – snímač tlaku plynu, 4 – regulátor tlaku plynu s odpařovačem a pojistným STOP ventilem, 5 – snímač tlaku plynu, 6 – filtr plynu, 7 – uzavírací ventil (ruční), 8 – snímač teploty výfukových plynů, 9 – vzduchový filtr, 10 – dmychadlo, 11 – chladič stlačeného vzduchu, 12 – snímač tlaku v sání, 13 – snímač teploty v sání, 14 – snímač klepání motoru, 15 – turbína, 16 – elektromagnetický vstřikovací ventil nafty, 17 – Rail kapalného paliva, 18 – vysokotlaké čerpadlo, 19 – ECU (řídicí jednotka pro systém s vefukovačem), 20 – systém vyhodnocující klepání motoru, 21 – ŘJ motoru, 22 – snímač otáček, 23 – řadič (v kabině řidiče)

Elektronická řídicí jednotka (dále ŘJ) reguluje spolu s ECU celý systém dávkování paliva, a to jak plynného (LPG), tak i kapalného (nafty) dle nastavení a potřeb pro provoz motoru v dvojpaliivovém režimu, popřípadě v režimu na naftu.

Do regulace dále bývají často zařazovány systémy (katalyzátor, recirkulace výfukových plynů) bez nichž je v dnešní době téměř nemožné splnit předpisy omezující produkci škodlivin výfukových plynů, jak je možno porovnat v kapitolách 7 a 8.

10.2 Start, přechod motoru na dvojpaliivový provoz a vypínání motoru

Start motoru:

Pro zajištění spolehlivého startu a následný běh neprohrátého motoru musí být rozběh realizován režimem pouze na naftu. V tomto případě je přívod plynu do směšovače zcela uzavřen pojistným ventilem který je součástí regulátoru tlaku paliva (viz. kapitola 17.6.). To nastane když řidič před startem studeného motoru přepne na řadiči (kapitola 18.1) pouze na naftový provoz. Řadič zastává i funkci automatickou. Základní informací pro ŘJ jsou v tomto případě otáčky motoru (do cca 500 min⁻¹ = start) a teplota chladicí kapaliny (do cca 50°C = prohřívání motoru).

Snížení dávky nafty na dávku zapalovací:

Počítá se s dávkou nafty která odpovídá dávce volnoběžné tj. cca 20% z dávky jmenovité. Nastavení dávky je podrobněji popsáno v kapitole 16.

Přechod z naftového provozu na dvojí palivo:

Základním vstupním parametrem pro přechod motoru z naftového režimu na dvojí palivo je teplota motoru, resp. teplota chladicí kapaliny. V případě, že teplota chladicí kapaliny dosáhne nastavené hodnoty (cca 50°C) může být zahájen přechod motoru na dvojpaliivový provoz. To se děje pomocí automatické funkce řadiče (23), který dá signál do řídicí jednotky (ECU) LPG systému a ta ve spolupráci s ŘJ motoru plynule sníží dávku paliva na hodnotu přednastavenou v ECU prostřednictvím zkrácení časů vstřiku nafty na elektromagnetických vstřikovačích systému Common Rail. ECU také spolupracuje se škrťicím elementem LPG (2), který pomalu navyšuje dávku paliva dle odezvy otáček motoru a snižování dávky nafty pomocí ŘJ. Zapalovací dávka je snižována až na předem nastavenou hodnotu (tj. 20% ze jmenovité dávky paliva jak je uvedeno ve výpočtu dvojpaliivového motoru viz. dále).

Vypínání a doběh motoru:

Při doběhu dvojpaliivového motoru se musí nejdříve snižovat a nakonec úplně zastavit přívod plynného paliva do směšovače. Po spotřebování zásoby plynu z přívodu plynu do směšovače (poklesnou otáčky motoru) se nastaví nulová dávka nafty a motor se zastaví.

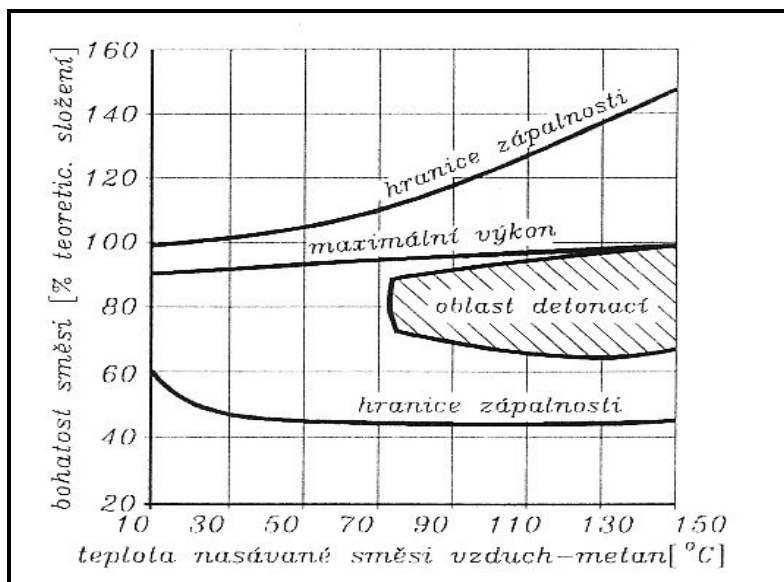
11 Detonační chod dvojpalivového motoru

Množství plynného paliva na pracovní oběh v dvojpalivovém motoru je v nejnižších zatíženích určeno množstvím potřebným pro zajištění pravidelného chodu motoru na volnoběh (resp. při běhu naprázdno). V bohatých směsích je pak oblast vymezena hranicí detonačního spalování. Pokud jde o spodní hranici využití plynného paliva, závisí zejména na velikosti zapalovací dávky. Přiváděné plynné palivo pouze doplňuje potřebný energetický příkon do pracovního oběhu při chodu naprázdno. Provedené experimenty na Vysoké škole v Liberci ukázaly [13], že i při minimální zapalovací dávce ve volnoběhu motoru má hoření náplně válce pravidelný průběh. Dolní zápalnost směsi potom leží v oblasti ještě chudších směsí než s jakými pracuje motor na volnoběh.

Hranice detonačního chodu motoru je ovlivněna:

- kompresním poměrem
- vlastnostmi plynného paliva
- zapalovací dávkou kapalného paliva
- součinitelem přebytku vzduchu => bohatostí směsi
- teplotou při vstupu do válce
- velikostí zapalovací dávky paliva

Výskyt detonací u dvojpalivového motoru metan + nafta silně závisí na teplotě nasávané směsi. Oblast detonací je zakreslena na obr. 13 a jak ukazuje graf začíná při teplotách nasávané směsi kolem 70 °C.

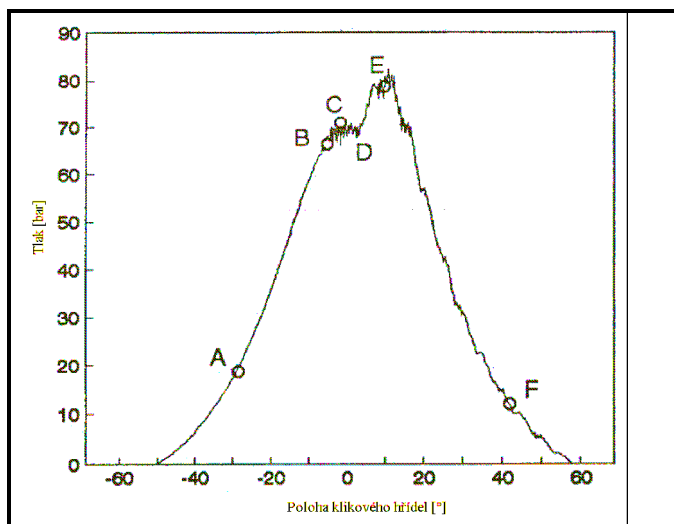


obr. 13 – Provozní oblast dvojpalivového nepřepřehovaného motoru [12]

Z průběhů na obr.13 je rovněž patrné, že detonační chod dosti omezuje zatížitelnost motoru. Zatížitelnost dvojpalivového nepřepřehovaného motoru na hranici detonačního chodu je pro každé plynné palivo přibližně určena teplotou směsi na vstupu do motoru.

U oběhu dvojpaliivových vznětových motorů lze identifikovat tři druhy klepání motoru:

1) Klepání čistě vznětového motoru při spalování zapalovací dávky nafty. V tomto případě se jedná o kovový zvuk s vysokou intenzitou, který je typický při spalování čistě vznětového motoru na naftu. Tento druh klepání je patrný na obr. 14 mezi body B a C.



obr. 14 – Průběh tlaku ve válci dvojpaliivového motoru [11]

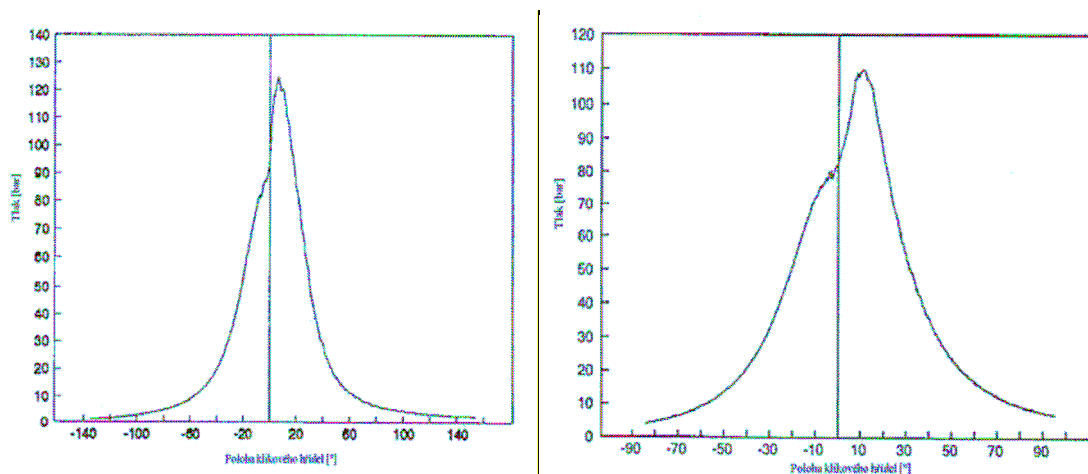
2) Klepání způsobené samovznícením primárního paliva. Zde jde o detonační chod, který lze přirovnat k detonačnímu chodu zážehového motoru. V tomto případě dochází k samovznícení plynné směsi během normálního spalování. Tento druh klepání je způsoben kolísáním tlaku ve válci o vysoké frekvenci, jehož amplituda s časem slábne. Projevem tohoto klepání je ostrý kovový zvuk.

3) Neurčité klepání dvojpaliivového motoru. Jedná se o klepání, které se vyskytuje sporadicky a mají na něj vliv tyto dva hlavní faktory :

- a) zvýšené množství plynného paliva, které se účastní hoření
- b) provozní stav motoru (zatížení, otáčky, teplota) a přebytek kyslíku při spalování.

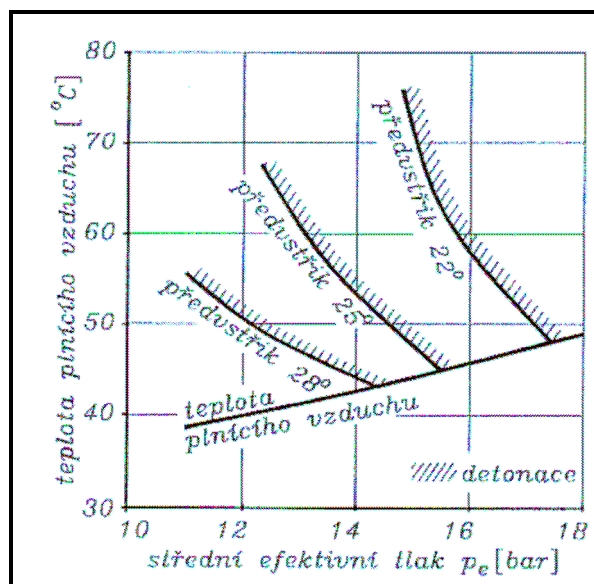
Tento druh klepání je tím nižší, čím menší je prodleva mezi samovznícením a zažehnutím plynné směsi zapalovací dávkou nafty. Lze jej redukovat zvýšením zapalovací dávky nafty a snížením dávky plynného paliva.

Obr. 15 porovnává detonační (vlevo) spalování a chod dvojpaliivového vznětového motoru na mezi detonace (vpravo). První patrný rozdíl je ve velikosti maximálního spalovacího tlaku ve válci. V režimu detonačního chodu je maximální tlak podstatně vyšší. Na průběhu tlaku vlevo je patrná sekundární špička tlaku v oblasti maxima tlaku, která způsobuje neurčité klepání dvojpaliivového motoru.



obr. 15 – Průběh tlaku ve válci dvojpalivového motoru; detonační chod dvojpalivového motoru (vlevo), chod dvojpalivového motoru na mezi detonačního spalování (vpravo) [¹⁴]

Přeplňovaný dvojpalivový motor pracuje i v plném zatížení s velmi chudou směsí. Dosažitelné hodnoty středních efektivních tlaků jsou vysoké. Jsou obdobné jako hodnoty přeplňovaného vznětového motoru. Podmínkou bezproblémového chodu je vysoká antidetonační odolnost, v tomto ohledu má přednost před ostatními plyny zemní plyn (viz tabulka T3 str.16 - CNG). Výrazný vliv má i vhodné seřízení předvstřiku zapalovací dávky kapalného paliva. Orientační dosažitelné údaje efektivního tlaku u vysoce přeplňovaného motoru (zemní plyn – nafta) jsou zakresleny v obr. 16.



obr. 16 – Dosažitelný střední efektivní tlak p_e dvojpalivového přeplňovaného motoru v závislosti na teplotě plnicího vzduchu [¹²]

12 Teplotní zatížení vstřikovače

Jedním z problémů při provozu vznětových motorů na dvojí palivo je nadměrné přehřívání vstřikovacích trysek nafty. V případě, kdy je vznětový motor provozován pouze na naftu, je tryska dostatečně ochlazována dávkou paliva.

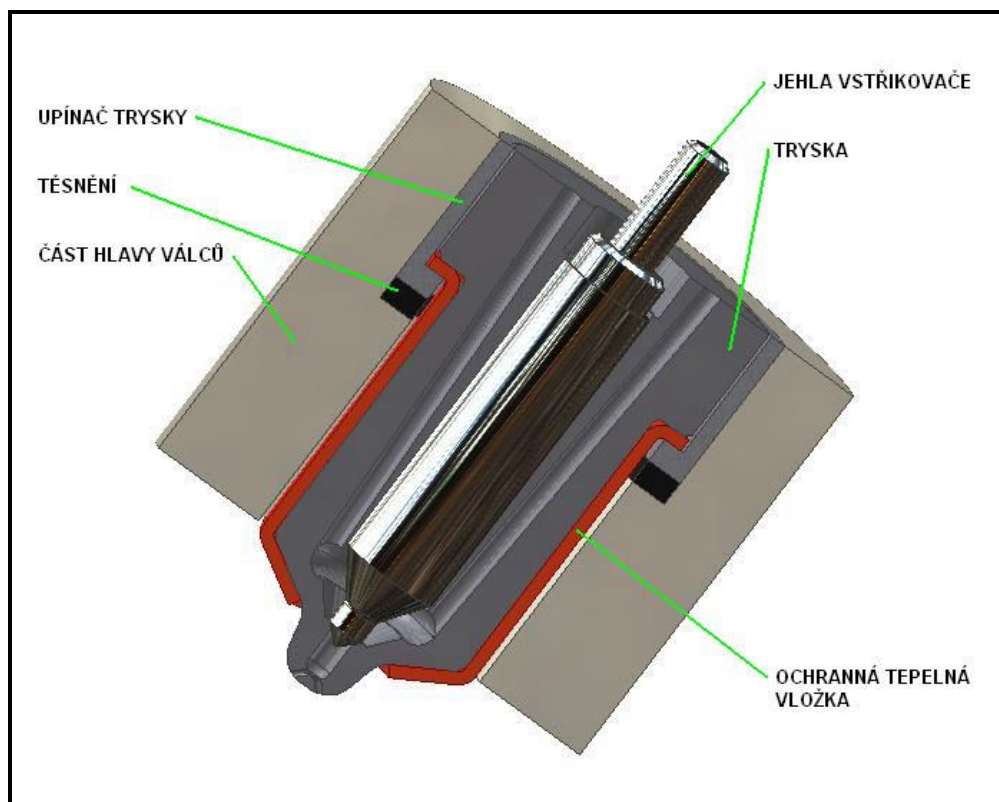
Ale v případě dvojpalivového provozu, kdy je dávka nafty pouze zapalovací (viz. kapitola 5) dochází k výraznému snížení chladicího efektu palivem. Nadměrné přehřívání trysek posiluje i fakt, že v případě dvojpalivového provozu je vyšší maximální teplota při spalování. Palivo vyplňuje prostor tělesa trysky a je od teplých stěn ohříváno do doby než je vstříknuto do válce. V momentě nárůstu tlaku paliva na hodnotu otevíracího tlaku nafta začne proudit do spalovacího prostoru a současně ochlazuje povrch trysky. Jestliže je motor provozován pouze na naftu, je celý obsah paliva z tělesa trysky nahrazen čerstvě přivedeným palivem, od kterého je tryska částečně chlazená. Při provozu na dvojí palivo se odvádí z prostoru tělesa trysky pouze část paliva a zbytek nadále ohřívají teplé stěny do doby, než je odvedeno vstříknutím do spalovacího prostoru. To způsobuje nadměrné přehřívání vstřikovací trysky. Tím klesá především v nepřetržitém provozu tvrdost sedla a na povrchu trysky popř. v otvorech (u otvorových trysek) se usazuje karbon, což způsobuje snížení životnosti trysky.

Z tohoto důvodu by bylo u dvojpalivového motoru výhodné použít chlazených vstřikovacích trysek a jiných způsobů ochraňujících trysky proti vysoké teplotě. To by zajistilo, že se trysky díky přehřívání nebudou nezanášet karbonem a nebudou se přídírat. Abychom však nemuseli upravovat hlavu válců z důvodu chlazení vstřikovačů, bylo by nejspíš nejjednodušší použít vstřikovačů s vnitřním chlazením. Jako médium pro chlazení vstřikovačů by mohl být použit vzduch, chladicí kapalina odebíraná přímo z motoru a nebo kapalina z jiného zdroje. Touto problematikou se budeme zabývat dále.

13 Opatření pro zvýšení životnosti vstřikovacích trysek

13.1 Použití tepelněizolační vložky

Použitím ochranné tepelné vložky z nerezové oceli lze snížit maximální teplotu o 40 – 60 °C při zatěžovací charakteristice na obdobném motoru. Při použití této tepelněizolační vložky se tvrdost trysky mírně sníží, ale životnost se prodlouží. Umístění ochranné tepelněizolační vložky je zobrazeno na obr. 17. Tento způsob ochrany trysek je běžně používán zejména u vysoce přeplňovaných vznětových motorů provozovaných klasicky pouze na naftu. V případě, kdy je dvojpalivový vznětový motor (zejména vysoce přeplňovaný s přímým vstřikem) provozován na extrémně nízkou zapalovací dávku, není tento způsob ochrany proti přehřívání vstřikovacích trysek zcela dostačující.



obr. 17 – tepelněizolační vložka

13.2 Zvýšení zapalovací dávky

Riziko přehřívání vstřikovací trysky dvojpalivového motoru lze snížit zvýšením zapalovací dávky naftu na hodnotu, která je dostatečná pro chlazení trysek. Měření na motorech provozovaných na dvojí palivo [¹⁵] ukazují, že zvýšení zapalovací dávky na hodnotu 20 – 30 % ze jmenovité dávky provozu pouze na naftu snižuje tepelné zatížení vstřikovacích trysek.

13.3 Kombinace tepelněizolační vložky a zvýšení zapalovací dávky

Je-li použita tepelněizolační vložka a přesto je teplotní zatížení trysek vysoké, je možno zvýšit zapalovací dávku paliva. Tato kombinace umožní provoz dvojpalivového motoru na nižší zapalovací dávku než u způsobu chlazení trysek pouze zvýšenou zapalovací dávkou a tím se sníží spotřeba kapalného paliva (nafty).

13.4 Použití chlazených vstřikovačů

Jednou z dalších alternativ je použití chlazeného vstřikovače. Vstřikovač má samostatný okruh chladicí kapaliny, který je přiveden do vnitřního prostoru trysky určeného původně pro připojení přepadu paliva z netěsností. Tyto vstřikovače jsou spíše historii a kvůli jejich nutným úpravám i daleko nákladnější na pořízení.

14 Popis nákladního vozidla DAF LF 45

Stručný popis:

Model LF45 je určený pro lokální a regionální distribuci zboží, pro městské rozvážky, kde se často zastavuje a rozjíždí. Z tohoto důvodu je vytvořena celá jeho jednoduchá a přitom velmi praktická koncepce.

Jedná se o lehký dvounápravový nákladní automobil, který se vyrábí s celkovou hmotností 6 až 12 tun. Motor od amerického výrobce Cummins je klasicky umístěn v předu pod kabinou řidiče a splňuje emisní limity Euro 3. Pohon obstarávají pouze zadní kola, hnaná pomocí kloubového hřídele umístěného v ose vozu. Stejně jako ostatní modely firmy DAF, je i tento vyráběn v několika podvozkových a kabinových variantách. Rám je vyroben z ocelových nosníků a přizpůsoben pro různé druhy nástaveb.

Základní technická data:

Hmotnosti vozidla

Tyto údaje se od zadavatele DP nepodařilo získat.
Je známá pouze užitečná hmotnost vozu, což je 6000 kg.

Tabulka T9 – Rozměry vozidla

Celková délka	7291 mm
Celková šířka	2666 mm
Výška vozu	2620 mm
Rozvor kol	3899 mm
Rozchod kol (přední / zadní)	2180 mm / 2254 mm
Světlá výška	275 mm
Rozměr kol	17,5''

Tabulka T10 – Parametry motoru

Model	Cummins ISBe220 30
Typ motoru	Přeplňovaný vznětový čtyřdobý motor s přímým vstřikem paliva
Zdvihový objem	5,9 dm ³
Vrtání	102 mm
Zdvih	120 mm
Počet válců	6
Uspořádání válců	V řadě
Kompresní poměr	17,3
Jmenovitý výkon	162 kW
Maximální krouticí moment	820 Nm při 1500 min ⁻¹
Jmenovité otáčky	2500 min ⁻¹
Volnoběžné otáčky	600 – 800 min ⁻¹
Rozvod	2 x OHC

Počet ventilů na válec	4	
Časování ventilů	Sání otevírá	- 45° (před HÚ)
	Sání zavírá	240°
	Výfuk otevírá	486°
	Výfuk zavírá	764°
Pořadí zapalování	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4	
Přepřívání	Turbodmychadlem	
Chlazení	Kapalinové s nuceným průtokem chladící kapaliny	
Mazání	Oběhové tlakové	
Měrná spotřeba paliva (při maximálním výkonu motoru)	220 [g/kWh]	
Snižování emisí	Chlazený EGR ventil snižující No_x ve výfukových plynech	

Tabulka T11 - Vysokotlaké vstřikovací čerpadlo

Typ	Bosch HPCR (Common Rail)
Vstřikovací tlak	cca 150 MPa
Předvstřík	5° před HÚ

15 Výpočet motoru Cummins – DAF LF 45 na dvojpalivový provoz

Parametry motoru:

Točivý moment:	$M_t = 820 \text{ [Nm]}$	při $n_m = 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Efektivní výkon:	$P_e = 162 \text{ [kW]}$	při $n_p = 2500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Vrtání válce:	$D = 102 \text{ [mm]}$	
Zdvih pístu:	$Z = 120 \text{ [mm]}$	
Kompresní poměr:	$\varepsilon = 17,3 \text{ [-]}$	
Počet válců:	$i = 6$	
Celková účinnost při n_m :	$\eta_{cM} = 0,42 \text{ [-]}$	
Celková účinnost při n_p :	$\eta_{cP} = 0,37 \text{ [-]}$	

Parametry plnění:

Plnicí tlak (přetlak) z turbodmychadla naftového motoru při maximálním momentu motoru: $p_{pv-n} = 145 \text{ [kPa]}$ (viz. Příloha 1.1- tabulka)

Většina dále uvedených parametrů je určena odhadem.

Dopravní účinnost: $\eta_D = 0,94 \text{ [-]}$

Součinitel přebytku vzduchu:

- Naftový provoz: $\lambda_N \text{ [-]}$
- Dvojpalivový provoz: $\lambda_D \text{ [-]}$

	NAFTA	DUÁL
Při $n_m = 1500 \text{ min}^{-1}$	1,75	1,75
Při $n_p = 2500 \text{ min}^{-1}$	2,33	2,33

Teplota plnicího vzduchu: $T_{pv} = 330$ [K]
(s chladičem stlačeného vzduchu)

Součinitel zbytkových spalín: $\vartheta = 0,08$ [-]

Parametry pracovní látky:

Nafta:

- Výhřevnost: $H_{UN} = 43$ [MJ.kg⁻¹]
- Hustota: $\rho_N = 840$ [kg.m⁻³]

Plyn:

LPG (poměr složek P/B: 50/50)

- Výhřevnost: $H_{UP} = 46$ [MJ.kg⁻¹]
- Hustota: $\rho_P = 540$ [kg.m⁻³] (kapalného paliva)
- Měrná plynová konstanta: $r_P = 167$ [J.kg⁻¹.K⁻¹]

Vzduch:

- Měrná plynová konstanta: $r_v = 287,1$ [J.kg⁻¹.K⁻¹]
- Teoretické množství vzduchu pro spálení 1 kg nafty: $L_{vt_n} = 14,6$ [kg.kg⁻¹]
- Teoretické množství vzduchu pro spálení 1 kg plynu: $L_{vt_P} = 15,7$ [kg.kg⁻¹]

Duální provoz se předpokládá s dávkou nafty ve velikosti cca 20% původní jmenovité dávky při provozu na naftu (kvůli dostatečnému chlazení vstřikovací trysky).

15.1 Základní výpočet duálního motoru při M_{max}

Naftový motor:

Zdvihový objem jednoho válce:

$$V_{z1} = \frac{\pi \cdot (D \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot Z \cdot 10^{-2} = \frac{\pi \cdot (102 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 120 \cdot 10^{-2} = 0,98 \text{ dm}^3$$

Celkový objem jednoho válce:

$$V_{c1} = V_{z1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} = 0,98 \cdot \frac{17,3}{17,3 - 1} = 1,04 \text{ dm}^3$$

Efektivní výkon při maximálním momentu:

$$P_e = \frac{M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{820 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 128,8 \text{ kW}$$

Střední efektivní tlak:

$$p_e = \frac{P_e \cdot k \cdot 60}{V_{z1} \cdot n \cdot i} = \frac{128,8 \cdot 2 \cdot 60}{0,98 \cdot 1500 \cdot 6} = 1,751 \text{ MPa}$$

Celkový průtok paliva:

$$m_p = \frac{P_e}{H_{UN} \cdot \eta} = \frac{128,8}{43 \cdot 0,38} = 7,132 \text{ g/s}$$

Dávka paliva na pracovní oběh:

$$M_p = \frac{m_p}{i \cdot \frac{n}{60 \cdot k}} = \frac{7,88}{6 \cdot \frac{1500}{60 \cdot 2}} = 0,095 \text{ g}$$

Teplo obsažené v palivu:

$$Q_{pal} = M_p \cdot H_{UN} \cdot 10^3 = 0,105 \cdot 43 \cdot 10^3 = 4089 \text{ J}$$

Hmotnostní množství vzduchu:

$$M_{vzN} = M_p \cdot \lambda_N \cdot Lvt_N = 0,105 \cdot 1,57 \cdot 14,6 = 2,43 \text{ g}$$

Hmotnost náplně válce:

$$Mnv_N = (M_{vzN} + M_p) \cdot (1 + \vartheta) = (2,41 + 0,105) \cdot (1 + 0,08) = 2,727 \text{ g}$$

Výpočet tlaku plnicího vzduchu vychází z rovnice: $V_{cl} \cdot \eta_d = \frac{M_{vzN}}{\rho_{pv}}$, kde za

hustotu dosadíme vztah: $\rho_{pv} = \frac{P_{pv}}{r_v \cdot T_{pv}}$. Po dosazení a úpravě dostaneme plnicí tlak turbodmychadla při maximálním točivém momentu:

$$P_{pv-N} = M_p \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_N \cdot Lvt_N \cdot r_v \cdot T_{pv} \cdot \frac{1}{V_{cl} \cdot \eta_d} = 0,095 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75 \cdot 14,6 \cdot 287,1 \cdot 330 \cdot \frac{1}{1,04 \cdot 0,94}$$

$$P_{pv-N} = 235,3 \text{ kPa}$$

Pozn.: Vypočítaný plnicí tlak (absolutní) naftového motoru při maximálním momentu motoru: $p_{pv-n} = 235 \text{ [kPa]}$ odpovídá plnicímu tlaku (přetlaku) z turbodmychadla (viz. Příloha 1.1 – 145 kPa), který je však snížen z důvodu tlakové ztráty v chladiči stlačeného vzduchu. Tak tomu je i při maximálním výkonu motoru, kde může být tlaková ztráta ještě vyšší (viz. Příloha 1.1 a tabulky T12 a T14.1).

Energetický potenciál v náplni válce:

$$E_N = M_{p/l} \cdot H_{UN} = 0,105 \cdot 43 = 4,089 \text{ kJ / cykl}$$

Dvojpálovový motor:

výpočet je proveden v prostředí Mathcad (viz. přiložené soubory na cd: DAF – výpočet parametrů motoru M a P)

Hmotnost zapalovací dávky (určena jako 20% z dávky jmenovité na naftový provoz = M_p):

$$Mzd = 0,019 \text{ g}$$

tj. objemová dávka na pracovní oběh $v_x = 23 \text{ mm}^3$ (z rovnice: $Mzd = \rho_n \cdot v_x \cdot 10^{-6}$)

Potřebné množství LPG musí energeticky doplnit přivedené teplo na pracovní oběh.

Teplo obsažené v zapalovací dávce:

$$Q_{zd} = M_{zd} \cdot H_{UN} \cdot 10^3 = 0,019 \cdot 43 \cdot 10^3 = 817,8 \text{ J}$$

Teplo obsažené v plynu:

$$Q_{pl} = Q_{pal} - Q_{zd} = 4515 - 860 = 3271 \text{ J}$$

Množství přivedeného plynu na pracovní oběh:

$$M_{pl} = \frac{Q_{pl}}{H_{Upl} \cdot 10^3} = \frac{3271}{46 \cdot 10^3} = 0,071 \text{ g}$$

Hmotnostní množství vzduchu:

$$M_{vzD} = M_{zd} \cdot \lambda_d \cdot Lvt_N + M_{pl} \cdot \lambda_d \cdot Lvt_{pl} = 0,019 \cdot 1,75 \cdot 14,6 + 0,071 \cdot 1,75 \cdot 15,7 = 2,44 \text{ g}$$

Hmotnost náplně válce:

$$M_{nvd} = (M_{zd} + M_{pl} + M_{vzD}) \cdot (1 + v) = (0,019 + 0,071 + 2,44) \cdot (1 + 0,08) = 2,732 \text{ g}$$

Tlak plnicího vzduchu:

Při výpočtu vycházíme z rovnice:

$$V_{cl} \cdot \eta_d = V_{vz/N} + V_{vz/pl} + V_{pl} = \frac{M_{vz/N}}{\rho_{vz}} + \frac{M_{vz/pl}}{\rho_{vz}} + \frac{M_{pl}}{\rho_{pl}}, \text{ kde:}$$

$$M_{vz/N} = M_{zd} \cdot \lambda_d \cdot Lvt_N, \quad M_{vz/pl} = M_{pl} \cdot \lambda_d \cdot Lvt_{pl}, \quad \rho_{vz} = \frac{p_{pv}}{r_v \cdot T_{pv}}, \quad \rho_{pl} = \frac{p_{pv}}{r_{pl} \cdot T_{pv}}$$

Po dosazení a úpravě rovnic dostaneme absolutní plnicí tlak při dvojpálovém provozu bez ohledu na detonační spalování. Tj. tlak potřebný pro dosažení hodnot výkonu jako při naftovém provozu:

$$p_{pv-d} = \frac{T_{pv}}{V_{cl} \cdot \eta_d} \cdot \{ (M_{zd} \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_d \cdot Lvt_n + M_{pl} \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_d \cdot Lvt_{pl}) \cdot r_v + r_{pl} \cdot M_{pl} \cdot 10^{-3} \} =$$

$$= \frac{330}{1,04 \cdot 0,94} \cdot \{ (0,019 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75 \cdot 14,6 + 0,071 \cdot 10^{-3} \cdot 1,75 \cdot 15,7) \cdot 287,1 + 167 \cdot 0,071 \cdot 10^{-3} \}$$

$$p_{pv-d} = 240,3 \text{ kPa}$$

Tj. potřebný plnicí tlak (absolutní tlak) pro dosažení stejného výkonu dvojpálovového motoru je prakticky stejný jako u naftové verze.

Z tabulky T12 je zřejmé, že pro dosažení stejných výkonových parametrů jako u naftové verze je zapotřebí vyššího plnicího tlaku. Tento tlak však musí být významně omezen z důvodu detonačního spalování motoru provozovaného v duálním režimu. Z toho důvodu je proveden výpočet s omezením plnicího tlaku viz. kapitola 15.2.

Pozn.: U motorů vybavených čidlem klepání se s omezením plnicího tlaku „nemusíme“ zabývat. Řídící jednotka motoru si sama umí regulovat příslušenství motoru tak, aby k detonacím nedocházelo, zpravidla snížením předvstříku.

Tabulka T12 – Výsledné hodnoty

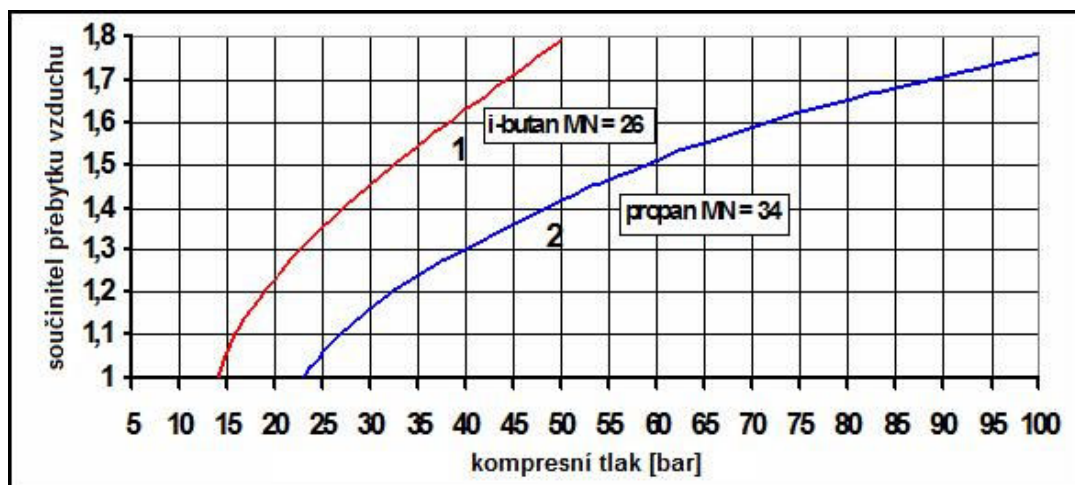
MOTOR	Parametry pracovního oběhu	Výsledky při M_{kmax}	Výsledky při P_{max}
NAFTOVÝ	Celkový průtok paliva – m_p [g/cykl]	7,1	10,2
	Dávka paliva na pracovní oběh – M_p [g/cykl]	0,1	0,08
	Teplo obsažené v palivu – Q [J]	4089	3498
	Hmotnostní množství vzduchu – M_{vzN} [g/cykl]	2,4	2,8
	Hmotnost náplně válce – M_{nvN} [g/cykl]	2,7	3,1
	Tlak plnicího vzduchu – p_{pv-n} [kPa]	235	268
	Součinitel přebytku vzduchu – λ_N [-]	1,75	2,33
DUÁL	Hmotnost zapalovací dávky – M_{zd} [g/cykl]	0,019	0,019
	Teplo obsažené v zapalovací dávce – Q_{zd} [J]	817,8	817
	Množství plynu na pracovní oběh – M_{pl} [g/cykl]	0,07	0,06
	Teplo obsažené v plynu – Q_{pl} [J]	3271	2681
	Hmotnostní množství vzduchu – M_{vzd} [g/cykl]	2,4	2,8
	Hmotnost náplně válce – M_{nv_d} [g/cykl]	2,7	3,1
	Tlak plnicího vzduchu – p_{pv-n} [kPa]	240	272
	Součinitel přebytku vzduchu – λ_D [-]	1,75	2,33

Pozn.: Výsledky uvedené v tabulce při P_{max} jsou vypočteny v prostředí Mathcad (viz. cd – DAF – výpočet parametrů motoru P)

15.2 Výpočet s omezením plnicího tlaku vzduchu



Řešení výpočtu tlaku plnicího vzduchu dle [17] již s ohledem na detonační spalování směsi LPG, nafty a vzduchu.

Pro posouzení vlivu na antidetonační spalování motoru nám poslouží obr. 18. Důležitým faktorem je součinitel přebytku vzduchu se kterým je motor provozován. Od tohoto součinitele (a několika dalších faktorů jako jsou: směs LPG, teplota nasávané směsi, atd.) se dále odvíjí výpočet motoru s ohledem na detonační spalování.



Obr. 18 –Kompresní tlaky na mezi klepání v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu (upraveno s využitím údajů MAN [17] pro nepřepřítňované zážehové motory): pro vznětový dvojpaliivový motor lze uvažovat i významně vyšší limitní hodnoty p_{kompr} .

Tabulka T13 - závislosti plnicího tlaku na směsi LPG a součiniteli přebytku vzduchu λ (odvozeno z obr. 18)

 λ při M_{\max}
 λ při P_{\max}

Poměr propan / butan	50/50		70/30		100/0	
λ_{LPG}	p_{kompr}	p_{plnic}	p_{kompr}	p_{plnic}	p_{kompr}	p_{plnic}
1,6	55	105	60	114	72	137
1,45	40	76	45	86	53	101
1,7	65	124	75	143	87	165
1,75	72,5	138	82	156	100	190
1,8	78	148	90	171	107	203
2,33	165	314	193	366	252	479

Pozn.: Pro plynové přeplňované vznětové (dvojpálové) motory může kompresní tlak (p_{kompr}) dosáhnout o cca 5 – 20 bar více než je uvedeno v předešlé tabulce [¹⁷]

Z grafu na obr.18 vyplývá, že při hodnotě $\lambda = 1,75$ bude limitní kompresní tlak cca: $p_{\text{kompr}/\max} = 72,5$ bar. Součinitel přebytku vzduchu λ je vhodné volit stejný jako pro naftovou verzi motoru z důvodu menších zásahů do regulace příslušenství motoru a pro možnost používat motor opět na naftu.

S nižším přebytkem vzduchu by docházelo k neřízeným detonacím již při daleko menším plnicím tlaku a naopak. Nástin výpočtu (viz. dále) je proveden pro přebytek vzduchu roven 1,75. Dle toho je proveden odhad kompresního a dopočet plnicího tlaku dle (1). Odhad kompresního tlaku s ohledem na přeplňování tedy může být navýšen ze 72,5 bar na 92,5 bar.

$$\begin{aligned}
 \text{Plnicí tlak } p_{\text{pl}} \text{ tedy bude: } \quad p_{\text{pl}} &= \frac{p_{\text{kompr}/\max}}{\varepsilon^{1,39}} = \frac{92,5}{17,3^{1,39}} \\
 p_{\text{pl}} &= 1,76 \text{ bar} \cong 176 \text{ kPa}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Hmotnost náplně válce:

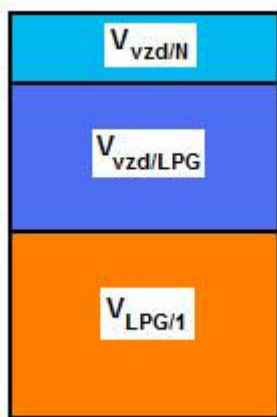
$$M_{nv_d} = (M_{vz/N} + M_{vz/pl} + M_{pl} + M_{zd}) \cdot 1,08$$

Po dosazení:

$$\begin{aligned}
 M_{nv_d} &= (M_{zd} \cdot \lambda_d \cdot L_{vt_N} + M_{pl} \cdot \lambda_d \cdot L_{vt_{pl}} + M_{pl} + M_{zd}) \cdot 1,08 = \\
 &= (0,019 \cdot 1,75 \cdot 14,6 + 0,071 \cdot 1,75 \cdot 15,7 + 0,071 + 0,019) \cdot 1,08
 \end{aligned}$$

$$M_{nv_d} = 2,732 \text{ g}$$

Předpokládá se, že celý objem válce (tj. $V_{cl} = V_z + V_k = 6,24 \text{ dm}^3$ – obr.19) je na konci plnění vyplněn s plnicí účinností η_D směsí čerstvého vzduchu a odpařeného LPG, přičemž v objemu čerstvého vzduchu je část určená pro spalování nafty ($V_{vzd/N}$) a část ($V_{vzd/LPG}$) pro spalování LPG, jehož objem ve válci je $V_{LPG/1}$. Ve válci je navíc i určitý objem zbytkových plynů, které spolu s ohřevem náplně teplými



stěnami ve válcové jednotce zvyšují teplotu čerstvé náplně. Tato okolnost je však již zahrnuta v plnicí účinnosti.

Obr. 19 – Schéma objemů čerstvé náplně ve válci motoru

Hmotnost LPG v náplni válce:

$$M_{LPG} = \frac{V_{cl} \cdot \eta_{pl} \cdot \frac{p_{pl}}{T_{DÚ}} - \lambda_N \cdot Lvt_N \cdot M_{zd} \cdot r_v}{\lambda_d \cdot r_v \cdot Lvt_{pl} + r_{pl}} = \frac{1,04 \cdot 0,94 \cdot \frac{176}{330} - 1,75 \cdot 14,6 \cdot 0,019 \cdot 287,1}{1,75 \cdot 287,1 \cdot 15,7 + 167}$$

$$M_{LPG} = 0,047 \text{ g / cykl}$$

Energetický potenciál v náplni válce:

$$E_{N+LPG} = (20\% \text{ z } M_{p/l}) \cdot H_{UN} + M_{LPG} \cdot H_{UP} = 0,019 \cdot 43 + 0,047 \cdot 46 = 2,999 \text{ kJ / cykl}$$

Kde dávka nafty na pracovní oběh je: $M_{p/l} = 0,095 \text{ g/cykl}$

Dle indikované účinnosti motoru $\eta_{ind} = 0,46$ lze stanovit indikovanou práci oběhu:

$$W_{ind} = E_N \cdot \eta_{ind} = 4,089 \cdot 0,46 = 1,867 \text{ kJ / cykl}$$

Dle mechanické účinnosti motoru $\eta_m = 0,92$ lze stanovit efektivní práci oběhu:

$$W_e = W_{ind} \cdot \eta_m = 1,867 \cdot 0,92 = 1,717 \text{ kJ / cykl}$$

Rozdíl mezi W_{ind} a W_e představuje mechanické ztráty pracovního oběhu. Z čehož plyne:

$$W_{eD} = W_{ind} - W_{ztr / mech} = E_{N+LPG} \cdot \eta_{ind} - (W_{ind} - W_e) = 2,999 \cdot 0,46 - (1,867 - 1,717) = 1,220 \text{ kJ / cykl}$$

Výkon dvojpálivového motoru tedy je:

$$P_e = W_{eD} \cdot i_{váln} \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} = 1,220 \cdot 6 \cdot \frac{1500}{2 \cdot 60} = 91 \text{ kW}$$

Pozn.: Výkon při $n = 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.

Tabulka T14.1 - Vypočtené hodnoty při maximálním výkonu motoru a otáčkách 2500 [min⁻¹]

	Poměr propan / butan	p _{plnic} [kPa]	T _{DÚ} [K]	V _{c/1} [dm ³]	h _p [-]	l _N [-]	Lvt _N [kg/kg]	M _{n/1} [g/cykl]	l _{LPG} [-]	Lvt _{LPG} [kg/kg]
DAF LF45 motor CUMMINS	50/50	352	330	1,04	0,94	2,33	14,60	0,019	2,33	15,7
	50/50	213	330	1,04	0,94	1,9	14,60	0,019	1,9	15,7
	70/30	376	330	1,04	0,94	2,33	14,60	0,019	2,33	15,74
	70/30	240	330	1,04	0,94	1,9	14,60	0,019	1,9	15,74
	100/0	281	330	1,04	0,94	1,9	14,60	0,019	1,9	15,8
	Nafta	267	330	1,04	0,94	2,33	14,60	0,081	-	-

r _{LPG} [J/kgK]	M _{LPG/1} [g/cykl]	Hu _N [MJ/kg]	Hu _{LPG} [MJ/kg]	En _{cykl} [kJ/cykl]	We _{cykl} [kJ/cykl]	Pe [kW]	M _{LPG} [kg/h]	M _N [kg/h]	M _{VZD} [kg/h]	procento výkonu nominálu
167	0,080	43,0	46,0	4,51	1,712	214	36,14	8,55	1614	132
167	0,055	43,0	46,0	3,35	1,241	155	24,74	8,55	975	96
176,4	0,087	43,0	46,1	4,81	1,832	229	38,97	8,55	1721	141
176,4	0,064	43,0	46,1	3,76	1,406	176	28,69	8,55	1096	109
190,5	0,078	43,0	46,3	4,41	1,670	209	34,89	8,55	1285	129
-	-	43,0	-	3,48	1,296	162	-	36,45	1241	100

Tabulka T14.2 - Vypočtené hodnoty při maximálním momentu motoru a otáčkách 1500 [min⁻¹]

	Poměr propan / butan	p _{plnic} [kPa]	T _{DÚ} [K]	V _{c/1} [dm ³]	h _p [-]	l _N [-]	Lvt _N [kg/kg]	M _{n/1} [g/cykl]	l _{LPG} [-]	Lvt _{LPG} [kg/kg]
DAF LF45 motor CUMMINS	50/50	176	330	1,04	0,94	1,75	14,60	0,019	1,75	15,7
	50/50	213	330	1,04	0,94	1,90	14,60	0,019	1,90	15,7
	70/30	194	330	1,04	0,94	1,75	14,60	0,019	1,75	15,74
	70/30	240	330	1,04	0,94	1,90	14,60	0,019	1,90	15,74
	100/0	280	330	1,04	0,94	1,90	14,60	0,019	1,90	15,8
	Nafta	236	330	1,04	0,94	1,75	14,60	0,10	-	-

r _{LPG} [J/kgK]	M _{LPG/1} [g/cykl]	Hu _N [MJ/kg]	Hu _{LPG} [MJ/kg]	En _{cykl} [kJ/cykl]	We _{cykl} [kJ/cykl]	Pe [kW]	M _{LPG} [kg/h]	M _N [kg/h]	M _{VZD} [kg/h]	procento výkonu nominálu
167	0,047	43,00	46,0	3,00	1,216	91	12,812	5,13	483	71
167	0,055	43,00	46,0	3,35	1,373	103	14,845	5,13	585	80
176,4	0,054	43,00	46,1	3,30	1,352	101	14,541	5,13	532	78
176,4	0,064	43,00	46,1	3,76	1,560	117	17,213	5,13	657	91
190,5	0,077	43,00	46,3	4,38	1,842	138	20,760	5,13	766	107
-	-	43,00	-	4,10	1,717	128,8	-	25,76	658	100

Pozn.: Hodnoty r_{LPG}, Hu_{LPG} a Lvt_{LPG} se mění podle poměru směsi propanu a butanu.

Výsledky výpočtu ukazují, že dvojpálivová verze motoru DAF - Cummins bude při stejném součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 1,75$ (pro naftu i LPG) v oblasti maximálního momentu motoru méně výkonná nežli verze motoru na naftu. Je to především zapříčiněno omezením plnicího tlaku dodávaného turbodmychadlem do motoru z důvodu tzv. detonačního spalování (viz. výpočet dříve). Avšak pro přebytek vzduchu roven 2,33 (v oblasti maximálního výkonu motoru) se dají dosáhnout daleko výhodnější parametry jak ukazují tabulky 14.1 a 14.2. Dosahované výkonové parametry motoru se také dají významně ovlivnit složením směsi LPG. Při vyšším obsahu propanu ve směsi LPG opět dojde k poměrně výraznému nárůstu výkonu dvojpálivové verze motoru Cummins (ukázáno na obr.18 a tabulce T13).

Z tabulky 14.1 je zřejmé, že při stejném přebytku vzduchu $\lambda = 2,33$ dosahuje dvojpálivová verze motoru i s ohledem na detonační spalování o 32% vyššího maximálního výkonu. To by se mohlo projevit v životnosti motoru. Z toho důvodu by bylo vhodné omezit plnicí tlak TD na hodnotu stejnou jako u naftové verze.

Dosažitelný výkon plynových přeplňovaných vznětových (dvojpálivových) motorů s chlazením plnicího vzduchu lze významně ovlivnit seřízením předvstřiku – v případě, že provoz dvojpálivového motoru v seřízení (plnicí tlak, bohatost spalované směsi) podle výpočtového návrhu by se dostával do oblasti klepání, je u motoru možné potlačit riziko klepání snížením předvstřiku zapalovací dávky nafty.

15.3 Ověření výsledných parametrů motoru v programu TLAK-macro

Program Tlak-macro vyvinutý na katedře vozidel a motorů na TU v Liberci slouží k výpočtu parametrů pracovního oběhu pístového spalovacího motoru. Mezi parametry oběhu, které je program schopen vypočítat patří:

- Maximální spalovací tlak
- Maximální teplota při spalování
- Teplo uvolněné během hoření náplně válce
- Teplo přestoupené ze spalovacího prostoru
- Práce oběhu

Program je též schopen graficky znázornit:

- p-V diagram
- Průběhy tlaku a teploty
- Průběhy hmotnostních toků ventily
- Průběhy hmotností náplně válce
- Průběhy hmotností složek náplně válce uniklých do výfukového traktu při výměně obsahu válce
- Průběhy dráhy, rychlosti a zrychlení pístu
- Průběhy sil působících na klikový mechanismus
- Průběhy kroutících momentů v závislosti na natočení KH

Při přestavění motoru na dvojpálivovou verzi je třeba věnovat zvýšenou pozornost způsobu tvoření směsi plynného paliva a vzduchu.

Vzhledem k tomu, že motor Cummins má poměrně velké překrytí ventilů (99°) je velké riziko úniku plynného paliva do výfukového potrubí vlivem proplachování válce čerstvou náplní při výfukovém zdvihu. Tento fakt dokazují grafy úniku náplně válce do výfukového potrubí (Obr.20 a 21). Malá část čerstvého vzduchu ($M_{VZ/SV}$) začíná pronikat do výfukového potrubí při cca 680°, do 774° pootočení klikové hřídele, kdy je výfukový ventil uzavřen.

⇒ Při maximálním výkonu motoru pronikne do výfukového potrubí 0,1677 g směsi čerstvé náplně se vzduchem jak ukazuje obr. 20.

V případě plynu obsaženém ve směsi to tedy je:

$$M_{up} = \frac{M_{VZ/SV}}{(M_{pl} + M_{VZ}) \cdot (1 + v)} = \frac{0,1677}{(0,058 + 2,17) \cdot (1 + 0,08)} \cdot 0,058 = 4,042 \text{ mg}$$

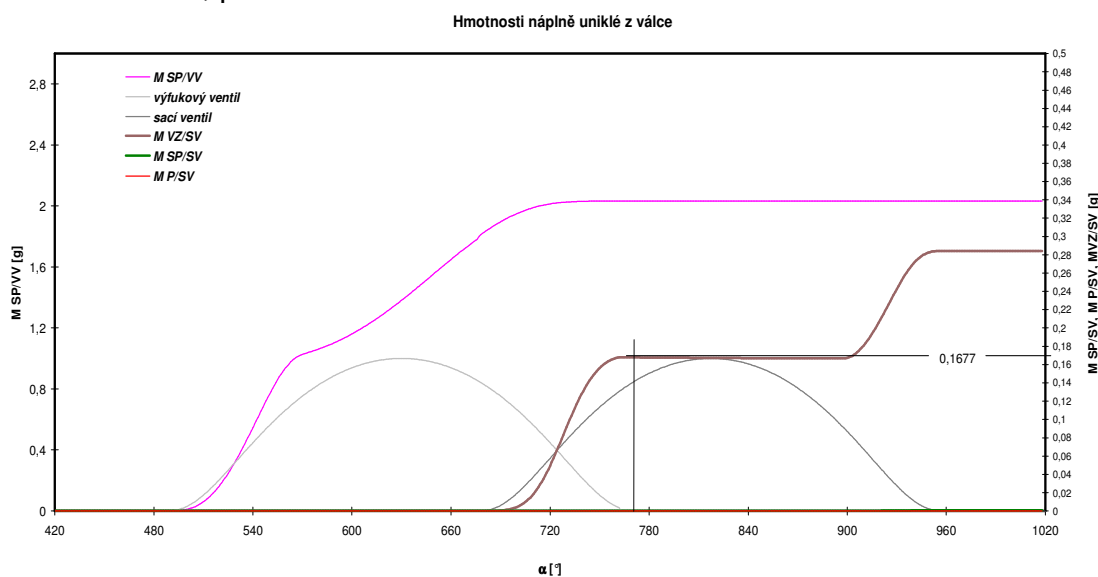
⇒ Při maximálním momentu motoru pronikne do výfukového potrubí 0,1506 g směsi čerstvé náplně se vzduchem jak ukazuje obr. 21.

$$M_{up} = \frac{M_{VZ/SV}}{(M_{pl} + M_{VZ}) \cdot (1 + v)} = \frac{0,1506}{(0,071 + 2,44)} \cdot 0,071 = 3,943 \text{ mg}$$

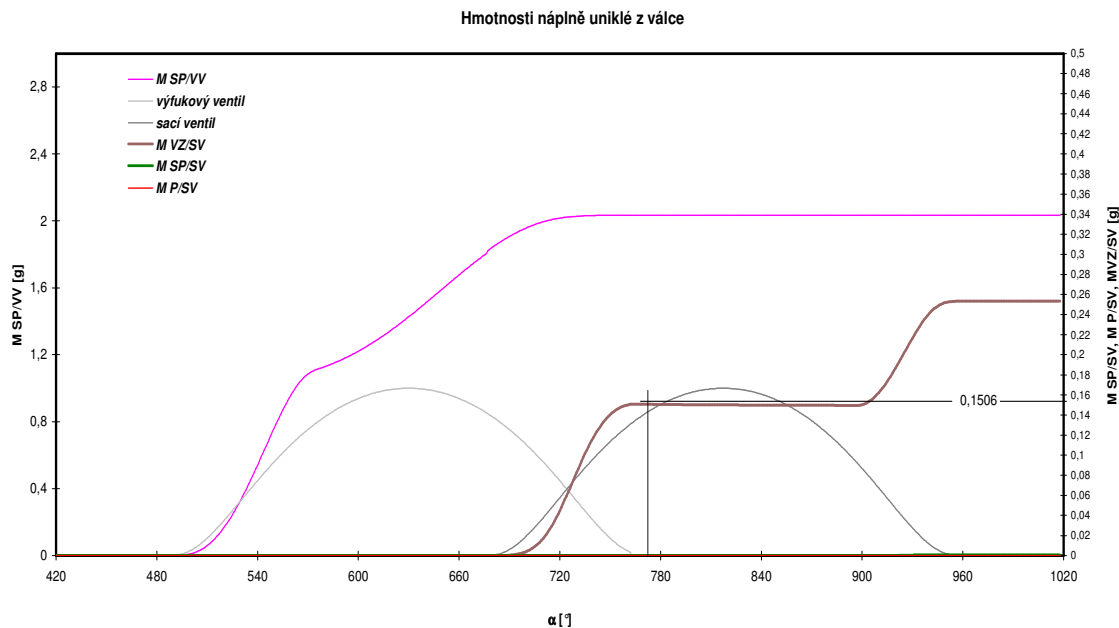
Hmotnost výfukovým ventilem uniklého plynu obsaženého ve směsi je tedy:

- ⇒ Pro režim maximálního výkonu motoru cca 7 % z celkové dávky na pracovní oběh.
- ⇒ Pro režim maximálního momentu motoru necelých 6 % z celkové dávky na pracovní oběh.

Dá se tedy říci, že z energetického hlediska je toto uniklé množství poměrně vysoké a určitě se tento nedostatek projeví ve výkonových parametrech motoru. Unikání směsi čerstvé náplně válce (vzduch + LPG) se však děje pouze při použití míšení plynu se vzduchem ve směšovači. Při použití vefukovačů je toto riziko podstatně nižší, protože můžeme libovolně řídit začátek vstřiku LPG do sání.



Obr. 20 – Hmotnosti náplně uniklé z válce při $n = 2500 \text{ min}^{-1}$



Obr. 21 – Hmotnosti náplně uniklé z válce při $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

16 Omezení dávky paliva motoru Cummins pro duální provoz

Jelikož je tento motor vybaven elektronickým systémem vstřiku paliva Common Rail, tak lze říci, že dávka paliva bude seškrácena na dávku potřebnou pro dvojpalivový provoz pomocí elektroniky. Konkrétně bude v řídicí jednotce motoru natvrdo nastavena hodnota délky vstřiku nafty (na vefukovači) do motoru odpovídající dávce paliva pro duální provoz. Předstřík nafty bude omezen úplně na nulu z důvodu ušetření paliva, které je potřebné pouze pro tzv. zážeh paliva plynného.

Jeden z problémů nastává tehdy, když chceme opět přejít na naftový provoz. Z tohoto důvodu by bylo velmi výhodné zajistit spolupráci mezi řídicí jednotkou motoru a řízením vstřikování plynného paliva (naznačeno v kapitole 10.1 + obr.12)

- U elektronicky řízeného systému s vefukovačem plynu (viz. dále) tento problém odpadá. Řídicí jednotka motoru totiž dokáže komunikovat s řídicí jednotkou LPG a naopak. Řidič si pak sám pomocí tzv. řadiče může libovolně přepínat v jakém provozu (naftovém, či duálním) chce motor provozovat. Je to podobné jako u zážehových motorů na LPG. Řadič zastává i funkci automatickou.
- Podobné by to mohlo být i u použití směšovače paliva. Zde je nejdůležitější docílit spolupráce řídicí jednotky motoru a především škrťacího orgánu (škrťací klapka, škrťací ventil, aj.) průřezu plynu LPG. Musíme tedy synchronizovat pohyb plynového pedálu řidiče a škrťacího orgánu LPG. Problém ale nastává, když chceme motor opět provozovat na naftu. Nejjednodušší by bylo použít buď druhou řídicí jednotku motoru (její výměna nebo elektronické přepínání mezi jednotkami). Z důvodu ceny náhradní řídicí jednotky se tato cesta zdá nepříliš šťastná, ale pořád je z ekonomického hlediska přijatelnější nežli zakoupení kompletní elektronicky ovládané vstřikovací sestavy pro přestavbu (např. Prins -

Keihin). Další možnou variantou je opět použití řadiče a řídicí jednotky plynného paliva (ECU – naznačeno v kapitole 10.1).

Pozn.: Další připomínka je uvedena v kapitole 22.

17 Popis a způsob ovládání regulačních prvků

Pro tvorbu směsi plynného paliva se vzduchem se v tomto projektu nabízejí dvě možnosti:

- I. Tvorba pomocí směšovače (někdy i mixéru) paliva umístěného v plnicím potrubí
- II. Tvorba pomocí vefukování plynné fáze do plnicího potrubí motoru vefukovačem
- III. Tvorba pomocí vícebodového vefukování (vstřikování) kapalně fáze LPG do plnicího potrubí motoru

Volba systému tvorby směsi paliva se vzduchem

Způsoby tvorby směsi ve směšovači i pomocí vstřiku pomocí vefukovače plynné fáze do sání motoru jsou velmi jednoduché. Každá z variant má jisté přednosti i nedostatky. Směšovač má jistě přednost v jeho jednoduchosti a především ceně, ačkoli musí být pro správnou funkci dávky paliva dle otáček navíc v kombinaci se škrticím orgánem (klapkou, ventilem) plynného paliva. Jeho nevýhodou je jistě nemožnost nastavení časování vstřiku a tím k docházejícímu uníku LPG obsaženého ve směsi do výfuku díky velkému překrytí ventilů tohoto motoru.

U vefukovače nebude podobně jako u směšovače velký problém se zabudováním do sacího potrubí. Jeho výhody jsou nesporně ve velmi dobré regulaci dávky paliva pomocí ŘJ do motoru. Ale jeho cena je poněkud vyšší a tudíž se pro zástavbu do vozidla DAF zdá pro prvotní experiment výhodnější použít směšovače paliva.

17.1 Směšovač



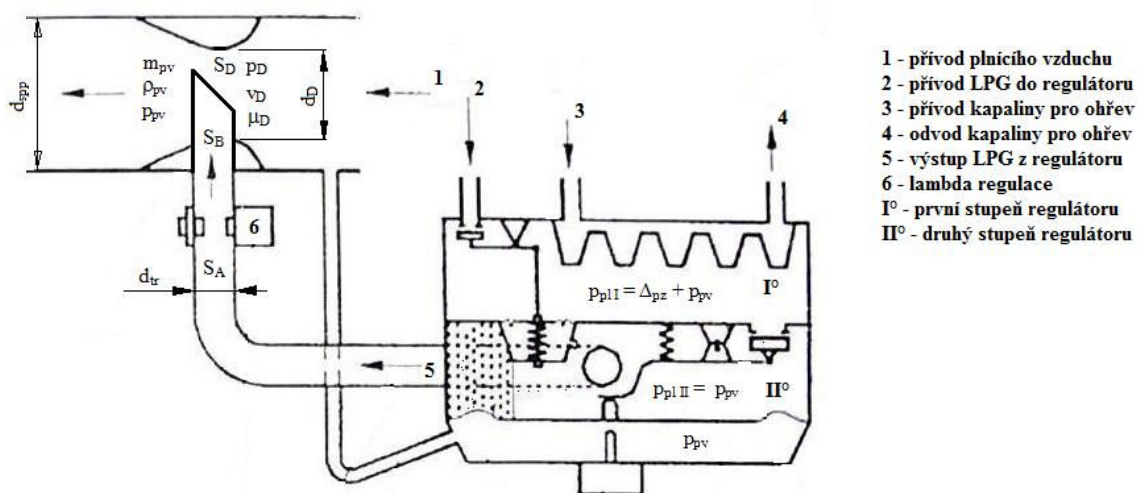
Bude použito velmi jednoduché konstrukce směšovače plynu, který se skládá z tělesa směšovače (difuzoru) a trubice pro přívod plynu do směšovače. Můžeme si tedy dovolit tento směšovač vyrobit z důvodu lehké a nenákladné konstrukce.

Těleso směšovače by se nejspíše dalo vyrobit jako tlakový odlitek ze slitiny hliníku nebo pomocí třískového obrábění z nerezové oceli. Výhodnější a především daleko levnější variantou bude nerezová ocel která se navíc nebude muset ani povrchově upravovat z důvodu koroze.

Těleso směšovače o vnitřním průměru 45 mm se bude vyrábět třískovým obráběním z ocelové tyče KR 82 A - 90 ČSN 42 6510.11 z materiálu 17246 (podle KVM-DP-560-05). Jak již bylo řečeno dříve, vnitřek směšovače je proveden jako difuzor, ve kterém se vytváří podtlak a dochází zde k míšení plynu se vzduchem.

Trubice pro přívod plynu má vnitřní průměr 10 mm. Je vyrobena z bežešvé ocelové trubky TR KR 14 x 2 ČSN 42 5750.0 a materiálu 17240 (podle KVM-DP-560-06). Ze strany umístěné ve směšovači je trubice pro přívod plynu seříznuta pod úhlem 45°, druhá strana je opatřena náběhem pro spolehlivé uložení propojovací hadice přívodu plynu. Trubice přívodu plynu bude zalisována do tělesa směšovače tak, že střed seříznuté části trubice přívodu plynu bude v ose tělesa směšovače (viz výrobní výkres směšovače KVM-DP-560-01). Trubice bude pojištěna z vnější části koutovým svarem ke směšovači. Sací potrubí v místě umístění směšovače bude kvůli montáži směšovače rozříznuto, zkráceno o délku směšovače, následně z obou stran napojeno na osazení směšovače a přichyceno univerzálními pružnými svorkami pro uchycování hadic (dle DIN 3021) jak je vidět na modelu směšovače (obr.24).

17.1.1 Výpočet difuzoru směšovače paliva



Obr. 22 - Schéma směšovače a regulátoru tlaku LPG

S ohledem na průměr sacího potrubí ($d_{spp} = 67$ mm) volím průměr difuzoru $d_D = 45$ mm. Průměr trubice pro přívod plynu uvnitř difuzoru volím $d_{tr} = 10$ mm (jedná se o vnitřní průměr). Vnější průměr je: $D_{tr} = 12$ mm. ($d_{spp}/d_D = (1,28 \div 1,6)$ – vyhovuje).

Při výpočtu difuzoru s vloženou trubicí pro přívod plynu je nutné odečíst od kruhového průřezu difuzoru průmět plochy trubice pro přívod plynu S_{tr} . Tato trubice je umístěna v nejužším místě difuzoru v místě kde má difuzor průměr d_D . Střed průmětu zkosené části trubice pro přívod plynu je přímo v ose difuzoru z čehož vycházíme u výpočtu průmětu plochy S_{tr} . Všechny hodnoty použité při výpočtu difuzoru jsou k nalezení v tabulce T 12.

Průřez trubice přívodu plynu v ose kolmé na osu difuzoru je:

$$S_1 := \frac{d_D \cdot D_{tr}}{2} = 270 \quad [\text{mm}^2] \qquad S_2 := \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_{tr}}{2}\right)^2}{2} = 56.549$$

$$S_{tr} := S_1 + S_2 \qquad S_{tr} = 326.549 \quad [\text{mm}^2]$$

Skutečný průřez difuzoru tedy je:

$$S_D := (-S_{tr}) + \pi \cdot \frac{d_D^2}{4} \quad S_D = 1263.883 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Celkový hmotnostní průtok plnicího vzduchu při jmenovitém výkonu motoru tedy je:

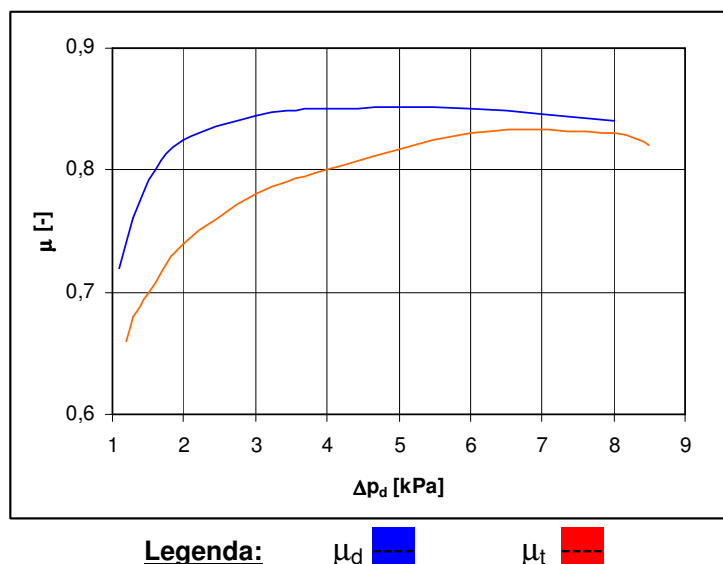
$$m_{pv} := \frac{M_{vzd} \cdot i \cdot n_j}{k \cdot 60} \quad m_{pv} = 350 \text{ [g.s}^{-1}\text{]}$$

Kde: M_{vzd} - hmotnostní množství vzduchu na jeden pracovní oběh P_{max} [g/cykl]

i - počet válců [-]

n_j - jmenovité otáčky motoru při P_{max} [min^{-1}]

Průtokový součinitel difuzoru se volí dle obr. 23 s předpokladem, že ve jmenovitém režimu motoru je průtok vzduchu difuzorem maximální a vzniklý podtlak uvnitř difuzoru bude vyšší jak 2 kPa.



Obr. 23 – Závislosti průtokového součinitele difuzoru, trysky na podtlaku v difuzoru [¹⁰]

Hodnotu průtokového součinitele difuzoru tedy volím:

$$\mu_d := 0.85$$

Dále je třeba znát hustotu plnicího vzduchu, která vychází ze stavové rovnice plynu:

$$\rho_{pv} := \frac{p_{pvd} \cdot 10^3}{r_v \cdot T_{pvd}} \quad \rho_{pv} = 2.871 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$$

Kde: p_{pvd} - tlak plnicího vzduchu při P_{max} [kPa]
 r_v - měrná plynová konstanta vzduchu [J/kg.K]
 T_{pvd} - teplota plnicího vzduchu za jeho chladičem [K]

Z rovnice pro hmotnostní průtok plnicího vzduchu (2) lze vyjádřit rychlost jakou bude plnicí vzduch protékat difuzorem.

$$m_{pv} = \mu_d \cdot S_D \cdot v_D \cdot \rho_{pv} \quad (2)$$

Rychlost průtoku difuzorem tedy je:

$$v_D := \frac{m_{pv} \cdot 10^{-3}}{\mu_d \cdot S_D \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{pv}} \quad v_D = 113.48 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Tato rychlost by neměla přesáhnout hodnotu 130 m/s z důvodu seřízení motoru. Jelikož vypočtená rychlost v difuzoru nepřekračuje hranici 130 m/s, dá se usoudit, že rozměry difuzoru jsou vyhovující.

Podtlak v difuzoru je určen podle Bernoulliho rovnice:

$$\Delta p_d := \rho_{pv} \cdot \frac{v_D^2}{2} \quad \Delta p_d = 18486 \quad [Pa]$$

Hodnota podtlaku nám určuje průtok plynu do směšovače. Z toho důvodu musíme překontrolovat průřez trubice pro přívod plynu. Průtok plynu z komory regulátoru tlaku plynu (II) do difuzoru směšovače se uskutečňuje přes průřezy S_A a S_B (přičemž $S_A > S_B$) tlakovým spádem o hodnotě Δp_d . Budeme uvažovat menší průřez S_B a popíšeme průtok plynu rovnicí (3).

$$m_{pl} := \left[\mu_{12} \cdot S_t \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{plII} \cdot \Delta p_d} \right] \cdot 10^3 \quad (3)$$

Kde: μ_{12} - úhrnný průtokový součinitel [-]
 S_t - průřez trubice [m^2]
 ρ_{plII} - hustota plynu ve druhém stupni regulátoru [kg/m^3]

Potřebný průřez přívodní trubice pro plyn a hustota plynu ve druhém stupni regulátoru tlaku byla vypočtena dle:

$$S_t := \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \quad S_t = 78.54 \quad [mm^2]$$

$$\rho_{plII} := \frac{p_{plIII} \cdot 10^3}{r_{pl} \cdot T_{pl}} \quad \rho_{plII} = 5.559 \quad [kg \cdot m^{-3}]$$

Kde: $p_{pl} = p_{pv}$

p_{pl} - tlak plynu ve druhém stupni regulátoru [kPa]

r_{pl} - měrná plynová konstanta plynu [J/kg.K]

T_{pl} - teplota plynu ve druhém stupni regulátoru [K]

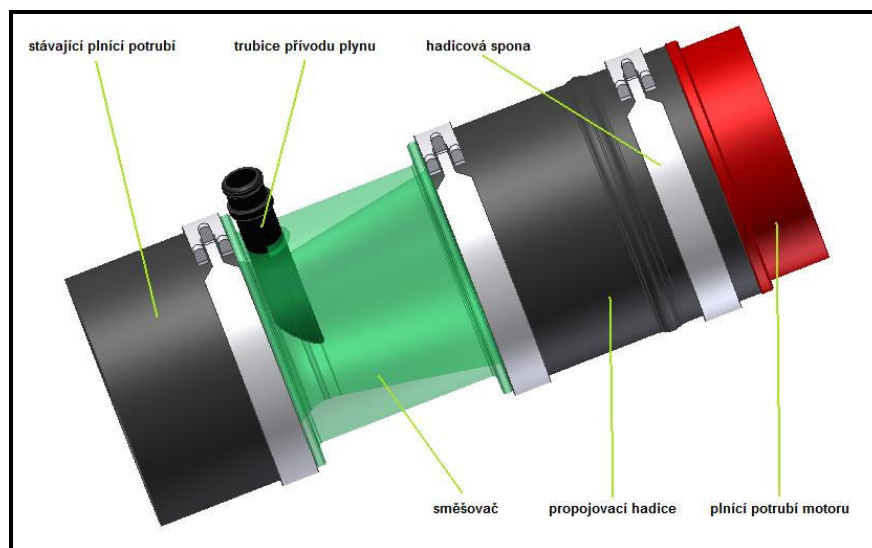
Po dosazení do vztahu pro výpočet průtočného množství vyjde:

$$m_{pl} = 29.196 \quad [\text{g} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Při režimu jmenovitého výkonu motoru je potřebný celkový průtok plynu:

$$m_{\text{plynu}} := \frac{M_{pl} \cdot i \cdot n_j}{k \cdot 60} \qquad m_{\text{plynu}} = 7.5 \quad [\text{g} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Z výpočtu vychází, že navržený průřez přívodní trubice pro plyn je plně vyhovující.



Obr.24 – 3D model zástavby směšovače plynu v plnicím potrubí motoru Cummins ISBe

17.2 Vstřikovací tryska – vefukovač LPG



Tryska používaná pro vefuk plynu do sacího potrubí motoru.

Dá se u ní lineárně regulovat průtok plynu (LFR = lineární poměr průtoku od minima k maximu). Je možné vybrat vefukovač ze široké palety produktů jak pro motory s malým tak i pro motory s velkým zdvihovým objemem. Životnost těchto vstřikovačů se pohybuje okolo 290 milionů cyklů. Vefukovač je vybrán z nabídky firmy Keihin.

Vefukovač bude umístěn až v odlitku sacího potrubí motoru za napojením hadice od chladiče stlačeného vzduchu. Bude použit pouze jeden pro celý motor z důvodu né příliš šťastně vyrobeného sacího potrubí u hlavy motoru. Další problém při použití vstřikovačů pro každý válec zvlášť nastává při tvorbě směsi se vzduchem.

V sacím potrubí u hlavy válce by mohl nastat problém při míšení plynu se vzduchem v tom, že nemusí být zajištěno správné množství vzduchu pro každý válec, tím se může změnit součinitel přebytku vzduchu a také emise motoru. Vstřikované množství je totiž nastaveno v ŘJ tak, že se řídí otáčkami

motoru a průtočným množstvím vzduchu na začátku sacího traktu. Další nevýhodou použití vstřikovače pro každý válec zvlášť bude nesporně i cena.

Tabulka T15 - Technické parametry vefukovače

Montážní pozice	Mezi rozdělovacím a sacím potrubím bude držák z pryže a filtr do kterého bude zamontován vstup vstřikovače
Pracovní teplota	-35°C do 120°C
Palivo	Zkapalněný plyn (LPG) a zemní plyn (CNG)
Tlak paliva	Až do 3920 kPa (relativní tlak)
Pracovní napětí	6.3V do 16V
Proud	4.0A (špičková hodnota), 1.5A (hodnota zastavení), 6.0A (hraniční hodnota)
Odpor cívky	$1.25 \pm 0.06 \Omega$ při 20°C
Indukce cívky	3.5 mH při 200C
Váha	118 g
Prostupnost	32-100 cm ³ /zdvih při 2.55 bar (rel.zdvih, 2,55bar rel.tlak a 24ms otevírací čas)

Z parametrů vefukovače lze vypočítat jeho prostupnost a tím pádem navrhnout použitý počet vefukovačů tak, aby splňovaly dosažení dávky plynu potřebné v náplni motoru $M_{pl} = 0,06$ g/cykl.

Vefukovač má při $p_v = 255$ kPa maximální prostupnost 100 cm³ což je s přepočtenou hustotou $\rho_{LPG255} = \frac{p_v}{T_{pl} \cdot r_{pl}} = \frac{255000}{293 \cdot 167} = 5,211$ kg / m³ LPG na tento tlak 0,5211 g/cykl.

V případě zástavby ve vozidle DAF je však potřeba zjistit prostupnost vefukovačem při maximálním možném použitém tlaku 169 kPa v dvojpalivové verzi motoru.

Při spotřebě LPG $M_{pl} = 0,06$ g/cykl, spotřebě vzduchu $M_{vzd} = 2,8$ g/cykl, plnicím tlaku v sacím potrubí $p_{vd} = 272$ kPa, průměru vefukovacího potrubí $d_D = 67$ mm, vnitřním / vnějším průměru vefukovače (odhad) $d_v = 8$ mm / $D_v = 9$ mm měrné plynové konstantě vzduchu / LPG $r_v = 287,1$ / $r_{pl} 167$ J.kg⁻¹.K⁻¹ a teplotách vzduchu / přivedeného plynu (LPG) $T_{pvd} = 330$ K a $T_{pl} 293$ K můžeme dojít k závěru, kolik bude třeba použít vefukovačů pro plnění motoru čerstvou náplní plynné fáze LPG. Tento odhad vyšel z výpočtu:

Průřez vefukovače ve vefukovacím potrubí:

$$S_{\text{vefuku}} := \frac{d_D^2}{4} \cdot D_v \quad S_{\text{vefuku}} = 150.75 \quad [\text{mm}^2]$$

Skutečný průřez vefukovacího potrubí:

$$S_D := \left(-S_{\text{vefuku}} \right) + \pi \cdot \frac{d_D^2}{4} \quad S_D = 3374.902 \quad [\text{mm}^2]$$

Hmotnostní průtok plnicího vzduchu:

$$m_{pv} := \frac{M_{vzd} \cdot i \cdot n_j}{k \cdot 60} \quad m_{pv} = 350 \quad [\text{g} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Hustota plnicího vzduchu při $p_{pvd} = 272 \text{ kPa}$:

$$\rho_{pv} := \frac{p_{pvd} \cdot 10^3}{r_v \cdot T_{pvd}} \quad \rho_{pv} = 2.871 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

Rychlost proudění vzduchu vefukovacím potrubím:

$$v_D := \frac{m_{pv} \cdot 10^{-3}}{\mu_d \cdot S_D \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{pv}} \quad v_D = 36.123 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Podtlak ve vefukovacím potrubí:

$$\Delta p_d := \rho_{pv} \cdot \frac{v_D^2}{2} \quad \Delta p_d = 1873 \quad [\text{Pa}]$$

Vnitřní průřez vefukovače:

$$S_v := \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \quad S_v = 50.265 \quad [\text{mm}^2]$$

Hustota LPG při plnicím tlaku:

$$\rho_{pl} := \frac{p_{pvd} \cdot 10^3}{r_{pl} \cdot T_{pl}} \quad \rho_{pl} = 5.559 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

Průtok plynu vefukovačem:

$$m_{pl} := \left[\mu_{12} \cdot S_v \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{(2 \cdot \rho_{pl} \cdot \Delta p_d)} \right] \cdot 10^3 \quad m_{pl} = 7.254 \quad [\text{g} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Potřebný průtok plynu do motoru:

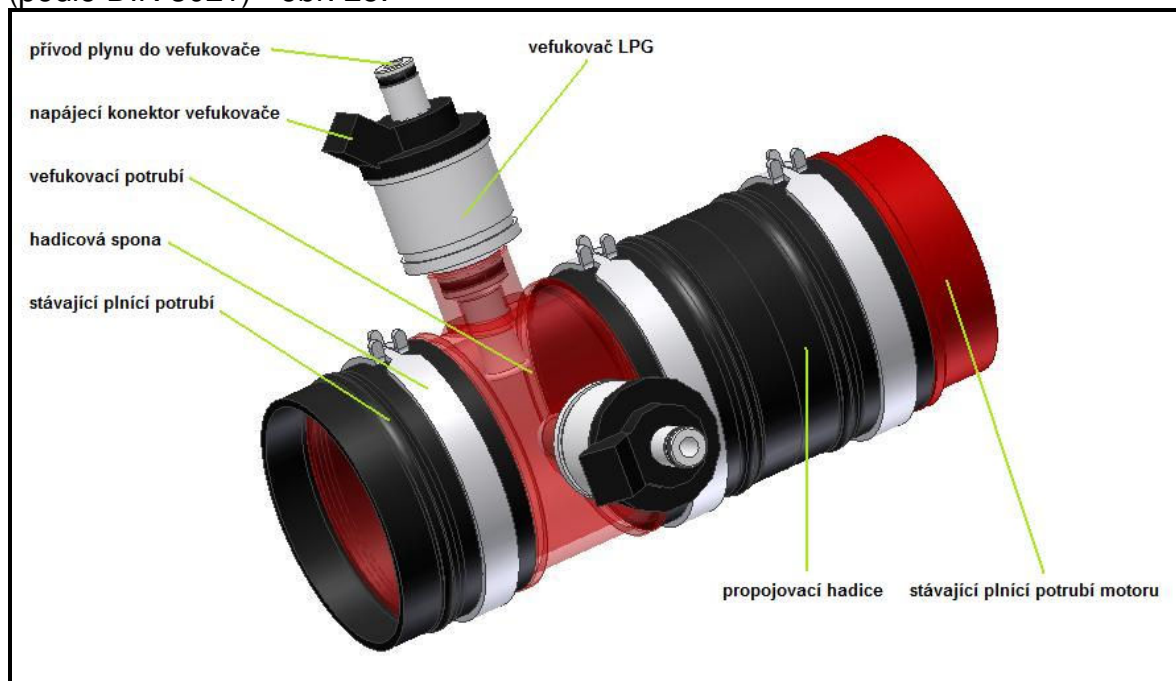
$$m_{plynu} := \frac{M_{pl} \cdot i \cdot n_j}{k \cdot 60} \quad m_{plynu} = 7.5 \quad [\text{g} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Jelikož je potřebný průtok plynu větší nežli odhadnutý průtok plynu vefukovačem, lze usoudit, že bude potřeba použít dvou vefukovačů.

Popis zástavby vefukovačů do plnicího traktu motoru

Vefukovače budou umístěny ve vyrobeném vefukovacím potrubí. Vefukovací potrubí bude vhodné z důvodu koroze vyrobit z nerezové oceli. Jelikož vnější průměr potrubí je 81 mm a vnitřní 67 mm, tak bude nejvýhodnější toto potrubí vyrobit z ocelové trubky TR KR 82,5 x 9 ČSN 42 5750.0 a materiálu 17240 (podle výrobního výkresu KVM-DP-560-07). Na toto potrubí budou přivařeny metodou TIG (WIG) držáky vefukovačů (podle KVM-DP-560-02), které budou opět vyrobeny z nerezavějící oceli o rozměrech: KR 25 A – 24 ČSN 425510.11 a materiálu 17246.

Vefukovací potrubí bude umístěno těsně před vstupem do plnícího potrubí motoru Cummins před místem napojení stávající hadice plnícího vzduchu. Ta bude rozříznuta, zkrácena o délku vefukovacího potrubí, následně na něj připojena a opatřena proti pohybu univerzálními pružnými svorkami pro uchycování hadic (podle DIN 3021) - obr. 25.



Obr. 25 – 3D model zástavby vefukovače plynu v plnícím potrubí motoru Cummins ISBe

Pozn.: Výrobní výkresy a výkresy sestav budou přiloženy na konci Diplomové práce.

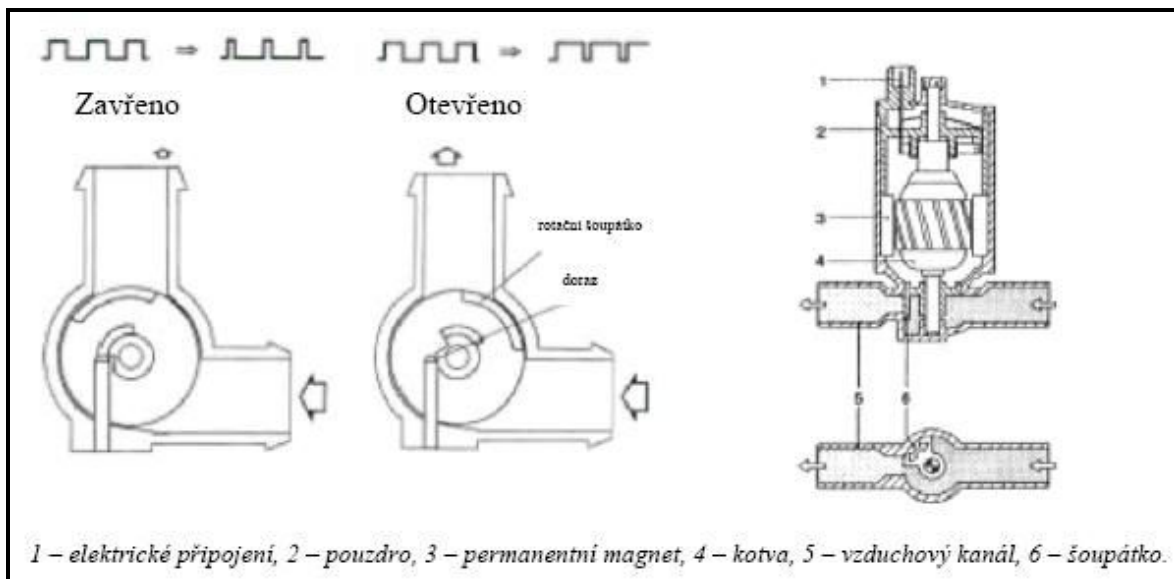
17.3 Odměrný průřez plynu

V případě kvalitativní regulace směsi dvojpalivového motoru je jediná možná regulace otáček motoru změnou přípustí plyného paliva do směšovače. Škrtení plyného paliva lze zajistit například pomocí škrťací klapky průřezu plynu, pomocí škrťacího servoventilu nebo otočného regulátoru aj.

17.3.1 Otočný regulátor průtoku plynu

Je elektrický prvek s otočnou kotvou a jedním vinutím (servomotor). Vinutí otáčí rotačním šoupátkem ve směru „Otevřeno“ a tlačí proti pružině, která šoupátkem otáčí ve směru „Zavřeno“. Při daném poměru obou sil se nastaví určitá hodnota úhlu, která odpovídá průtokovému průřezu plynu. Tímto způsobem lze udržovat předem zadané otáčky motoru nezávisle na stavu zatížení.

Dostane-li ŘJ ze snímače otáček motoru informaci, že jsou otáčky nižší (nežli požadovaná hodnota), zvýší se budící napětí ve vinutí (obr.26 vpravo), kotva se začne pootáčet doprava čímž dochází ke zvýšení průtoku plynu a zároveň ke zvyšování otáček. V opačném případě (příliš vysoké otáčky) řídicí jednotka snižuje napětí budícího vinutí, čímž se ventil zavírá s zároveň snižuje otáčky motoru.



obr. 26 – Funkce a popis otočného regulátoru průtoku plynu

17.3.2 Škrťací klapka průtoku plynu



K regulaci množství plynného paliva by mohla sloužit i elektronicky ovládaná škrťací klapka například od firmy Kolbenschmidt Pierburg. Toto řešení má jistě výhody v elektronickém ovládání a dobré regulační funkci průtoku, ale z důvodu příliš malých rozměrů potrubí přivádějícího plyn od odpařovače s regulátorem ke směšovači (vnitřní průměr 14 mm) je nepoužitelná. V takto malých rozměrech by se škrťací klapku těžko dalo sehnat.

17.3.3 Šoupátkový škrťací ventil průtoku ovládaný krokovým motorem

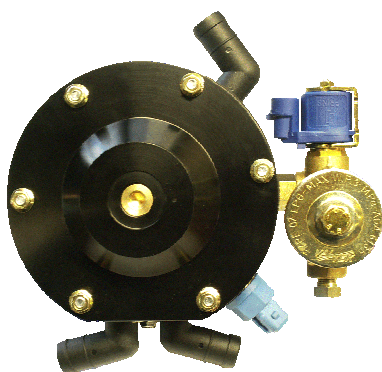


Výhoda tohoto ventilu spočívá v jeho cenně a hlavně jednoduchosti. Je ovládán pomocí krokového elektromotoru díky němuž se dá velmi rychle a přesně dávkovat množství které ventilem protéká. Jeho další výhodou jistě bude i napojení na hadice, což je levnější než u škrcení pomocí klapky, která by musela být pomocí přírub přišroubována ke kovovému potrubí přivádějící plyn od regulátoru. Přiváděné napětí pro ovládání elektromotorku je stejnosměrných 12V. Vnitřní průměr vstupu a výstupu je 14 mm což odpovídá výstupu z regulátoru tlaku s odpařovačem

Ovládání bude zajištěno pomocí elektronické řídicí jednotky ovládající funkci průtoku plynu do motoru prostřednictvím tohoto ventilu. Pokud ŘJ zjistí, že jsou otáčky nižší než požadované, dá impuls do krokového motoru ventilu který se pootočí tak, že umožní vyšší průtok plynu do motoru.

Ovládání tohoto ventilu musí být nastaveno tak, aby spolupracovalo s naftovým čerpadlem motoru. To je důležité především při rozběhu motoru, kdy motor pracuje pouze na naftu do dosažení optimální teploty pro přechod na duální provoz. ŘJ musí též spolupracovat se snímačem polohy plynového pedálu řidiče a tím regulovat dávku plynného paliva do systému (motoru).

17.4 Odměrný regulátor tlaku plynu



Pro systémy LPG je regulátor tlaku plynu ve většině případů sdružený s odpařovačem a představuje tak nejsložitější a nejchoulostivější součást celého plynového zařízení. Do regulátoru vstupuje LPG z nádrže v kapalně fázi, nastává jeho odpaření a snížení tlaku.

Pro případ umístění směšovače do plnicího potrubí motoru je pro potřebné snížení tlaku plynu na stejnou úroveň jako je hodnota tlaku plnicího vzduchu před směšovačem. Mohou tedy nastat dva případy:

- **Umístění směšovače před turbodmychadlo**

Pokud bude směšovač umístěn již před turbodmychadlem, tak nastává situace, kdy je potřeba uregulovat tlak plynu z nádrže na tlak atmosférický, který je v sání před turbodmychadlem. Můžeme tedy použít například dvoustupňový regulátor tlaku plyn O.M.V.L R89. Dvoustupňový proto, že uregulování tlaku na požadovanou hodnotu probíhá ve dvou fázích. Snažíme se regulaci rozdělit do dvou fází především proti zamrznutí LPG.

- **Umístění směšovače za turbodmychadlo**

V tomto případě se použije takzvaného jednostupňového regulátoru tlaku plynu. Tlak plynu se nemusí regulovat na tak nízkou hodnotu jako při použití směšovače před turbodmychadlem a z toho důvodu postačí regulátor jednostupňový. Opět je zde na výběr ze široké škály regulátorů různých výrobců, stejně jako výše v případě regulátorů dvoustupňových. K zástavbě do předělávaného vozidla jsem vybral regulátor Prins – Keihin vybavený též elektromagnetickým uzavíracím ventilem plynu.

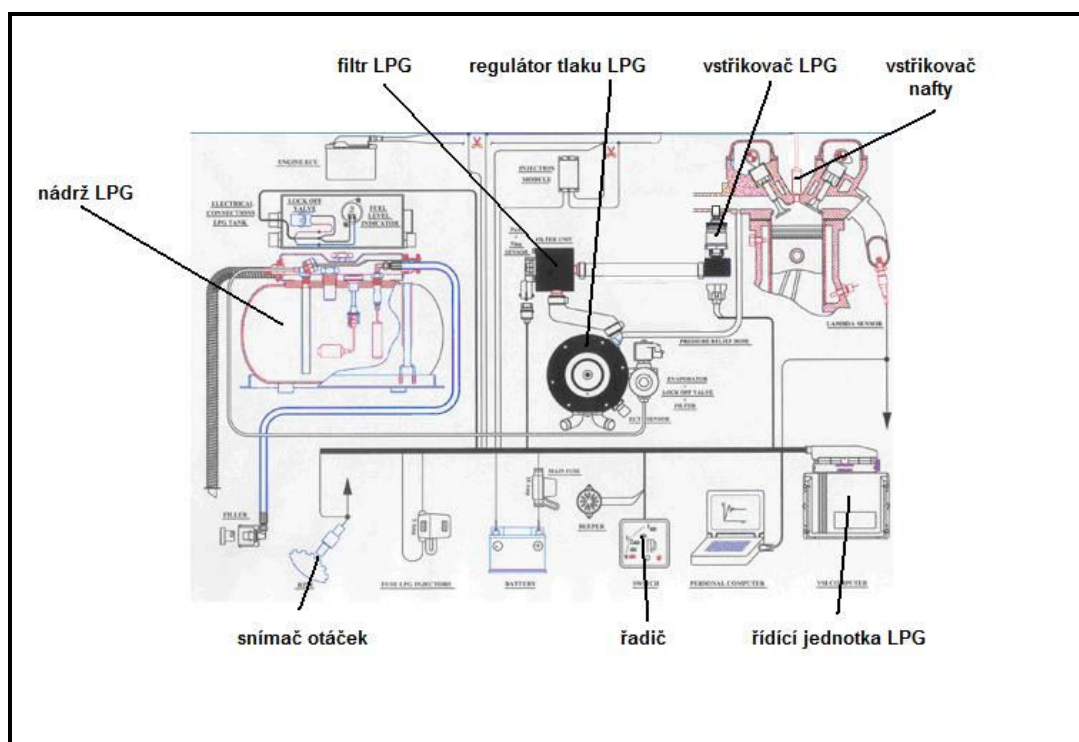
Tabulka T16 – Technické parametry regulátoru Prins - Keihin

Typ	Jednostupňový regulátor tlaku s membránou
Min. plnicí tlak	200 kPa
Max. plnicí tlak	1800 kPa
Pracovní tlak	Od 60 kPa do 1600 kPa (stavitelný)
Palivo	Zkapalněný plyn (LPG)
Výpust plynu	1 otočné kolínko s vnějším průměrem 16mm
Přípojka chladicí kapaliny	2 otočná kolínka s vnějším průměrem 16mm
Váha	2.1 kg (včetně magnetického ventilu)
Pracovní teploty	Od -400C do 1200C
Max. pracovní tlak	4500 kPa odpovídající EHK R67 (Otvor pro přetlakový ventil)

Regulátory tlaku plynu jsou většinou kombinovány s vyhříváním od chladicí kapaliny motoru. Regulátor vyhříváme především z rizika zamrznutí LPG při velmi rychlém snížení tlaku plynu. I z tohoto důvodu je především v zimním období nutné provádět start motoru pouze na naftu a po ohřátí přejít na duální provoz.

18 Vefukování plynné fáze LPG

Vefukování plynné fáze LPG by mělo být provedeno podobně jak je naznačeno na obr. 27. Princip vefukování plynu je stejný jako u systému zástavby se směšovačem paliva. Stejně tak i jeho regulace (naznačeno v kapitole 10.2).

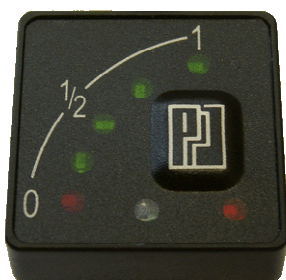


Obr. 27 -Schéma kompletního zapojení a ovládání vstříku paliva (VSI-LPG Prins KEIHIN) [¹⁻²]

18.1 Komponenty použité při zástavbě systému s vefukovačem

- **Vefukovač**
Popis vefukovače plynu do plnicího potrubí motoru je uveden v kapitole 17.2
- **Regulátor tlaku**
Popis regulátoru tlaku je podrobně popsán v kapitole 17.4
- **Tlaková nádrž na uskladnění LPG**
Podrobný popis nádrží a jejich příslušenství se nachází v kapitolách 19 a 20

• Řadič LPG



Pomocí řadiče LPG nastavujeme v jakém palivové režimu bude motor pracovat. Umožňuje nám nastavení na rozběh motoru, tzn. omezí přívod LPG do motoru, zajistí rozběh motoru jen na naftu a po ohřátí motoru automaticky přepne na dvojpalivový provoz. Na řadiči se dá dále přepínat mezi režimy kdy motor jede pouze na naftu a nebo na duální provoz. Řadič také řidiči hlásí chybu na palivovém systému LPG a docházející palivo v nádrži.

• Elektromagnetický ventil nádrže

Jde o víceúčelový (multiventil) ventil, někdy i čtyřcestný ventil, který v sobě sdružuje několik funkcí, týkajících se plnění, vyprazdňování a ochrany nádrže. Není její nezbytnou součástí, často jeho funkci zastává několik samostatných ventilů ovládajících zařízení, což je dáno spíše místními zvyklostmi. U italských systémů se většinou setkáme s tímto multiventilem, kdežto u novějších holandských systému naopak spíše se samostatnými jednoúčelovými ventily a přípojkami.

Víceúčelový ventil ve své klasické podobě sdružuje následující funkce:

- Uzavírá přívod LPG při tankování a dosažení 80% naplnění kapacity nádrže
- Obsahuje stavoznak ukazující zásobu paliva v nádrži
- Prostřednictvím něj probíhá odběr paliva z nádrže za provozu vozidla
- Pracuje jako pojistný přetlakový ventil
- Pracuje jako nadprůtoková pojistka uzavírající výtok z nádrže při poruše potrubí

Ventil je zpravidla vybaven ještě dvěma dalšími ventily a to:

- Uzavíracím ventilem od plnicí přípojky (s ručním ovládáním)
- elektromagnetickým uzavíracím ventilem výtoku z nádrže k regulátoru

Tabulka T17 - Technické parametry elektromagnetického ventilu Keihin

Typ	Uzavírací elektromagnetický ventil Typ 74, pro LPG s kovovým filtrem
Napětí	12 V
Max. pracovní tlak	3 MPa

• Filtrační jednotka



Tento filtr firmy Prins – Keihin slouží k ochraně vstřikovací trysky a filtrování malých částic obsažených v plynu LPG. Filtr je navíc vybaven tlakovým a teplotním čidlem pro jeho následnou diagnostiku.

Tabulka T18 - Technické parametry filtrační jednotky

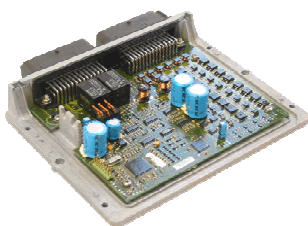
Typ	Vyměnitelný filtr
Vrstvy	3 vrstvy ze skelných vláken
Max. vstupní tlak (přetlak)	180 kPa
Pracovní tlak	Od 6 kPa do 16 kPa
Pracovní teplota	Od -40 °C do 120 °C
Vstup plynu	Vnější průměr 16 mm
Výstup plynu	Vnější průměr 11 mm s 1 nebo 2 koncovkami
Váha	0,11 kg
Palivo	LPG/CNG
Max. pracovní tlak	45 kPa

- **Snímač tlaku a teploty**

Slouží ke snímání tlaku a teploty paliva ve filtrační vložce LPG. Podává informace o stavu plynného paliva ve filtrační vložce umístěné před vstřikovačem do ECU (viz níže).

- **ECU – elektronická řídící jednotka**

Elektronická řídící jednotka vstřikování paliva LPG kontroluje a reguluje celý systém VSI



- Měří signály motoru, vstřikování kapalného paliva (nafty), otáčky motoru, Teplotu chladící kapaliny aj.
- Řídí elektromagnetické prvky celé LPG soustavy jako jsou vstřikovač, ventil nádrže, ventil regulátoru s odpařovačem, omezení dávky kapalného paliva atd.
- Komunikuje s diagnostickými programy
- Je vhodná až pro desetiválcové motory
- Koncový stupeň je založen na tzv. Closed-loop regulaci špičkového a koncového proudu.
- Software pro diagnostiku spolupracuje s operačními systémy Windows 98, 2000, XP i Vista. Je také možná komunikace se systémy OEM CAN-bus
- Je dodávána s kompletní kabelovým svazkem a popisem pro zapojení jednotlivých měřících a kontrolních míst.

Pozn.: Kompletní elektronický systém vstřikování plynu jako i systém se směšovačem je napájen stejnosměrným napětím 12 V. Je tedy nutné pro toto příslušenství transformovat napětí z 24 V (vozidlo DAF) na 12 V (použité elektronické prvky).

Navíc by bylo vhodné opatřit motor vozidla ještě čidlem klepání motoru. V moderních zážehových spalovacích motorech se užívá systém vyhodnocující klepání motoru (vznik detonačního spalování). Děje se tak pomocí takzvaného čidla klepání motoru, které dává řídící jednotce (dále jen ŘJ) údaj o tom, ve kterém válci motoru ke klepání dochází. Díky tomuto signálu dokáže ŘJ upravit průběh spalování v tomto válci, aby k detonacím nedocházelo (například snížením dávky paliva). U dvojpalivového motoru by jistě toto příslušenství mohlo napomoci k co nejvýhodnější regulaci a řízení motoru. Náhrada LPG za naftu totiž významně

navýší možnost motoru dostat se do detonačního chodu, zejména při vysokých zatíženích motoru.

Všechny použité komponenty mohou být spojeny například pomocí tlakových hadic firem Parker, Festo aj. buď pomocí rychlospojek nebo klasicky se šroubovací sponou hadic (GEMI).



18.2 Důležité body z předpisu EHK 67

Dle tohoto předpisu se provádí případná homologace vozu opatřeného zařízením na zkapalněný ropný plyn (LPG). Předpis EHK 67 v sobě zahrnuje potřebné požadavky na kompletní příslušenství motorů provozovaných na LPG, jako jsou například životnostní zkoušky nádrží, zkoušky a normy držáků nádrží a samozřejmě i ostatního příslušenství.

Mezi nejdůležitější parametry, které musí výrobci příslušenství LPG dodržovat jistě patří:

- Nádrže:
 - nádoba musí být neustále namontována na vozidle, ale nesmí být umístěna na motoru
 - nádrž musí být namontována ve správné poloze dle pokynů výrobce
 - Nádoba musí být namontována tak, že nebude v kontaktu kovu na kov, s výjimkou upevňujících bodů nádoby
 - V provozu vozidla nesmí být palivová nádrž umístěna níže než 200 mm od povrchu vozovky (tento bod neplatí, pokud bude nádrž náležitě chráněna)
 - Palivová nádrž musí být upevněna a namontována tak, že následující zrychlení mohou být pohlceny bez poškození nádrže při jejím plném obsahu

Pro kategorie vozidel M2 a N2 platí přetížení:

- a) 10 g ve směru jízdy
- b) 5 g ve směru vodorovném a kolmém na směr jízdy
- U dalšího příslušenství jsou kladeny nejvyšší požadavky především na správné uchycení a montáž, na bezpečné odizolování elektrických systémů vozu (hlavně v místech kde tlak LPG převyšuje tlak 20 kPa), a dále především na jejich celkovou funkčnost a bezpečnost cestujících.
- Vozidla kategorií M2 a N2 musí být povinně vybavena následujícím štítkem který opět musí odpovídat předpisu EHK 67.



Pozn.: Přesná ustanovení a parametry předpisu EHK 67 jsou k nalezení na stránkách TÜV SÜD Auto CZ s.r.o. [¹⁻⁷]

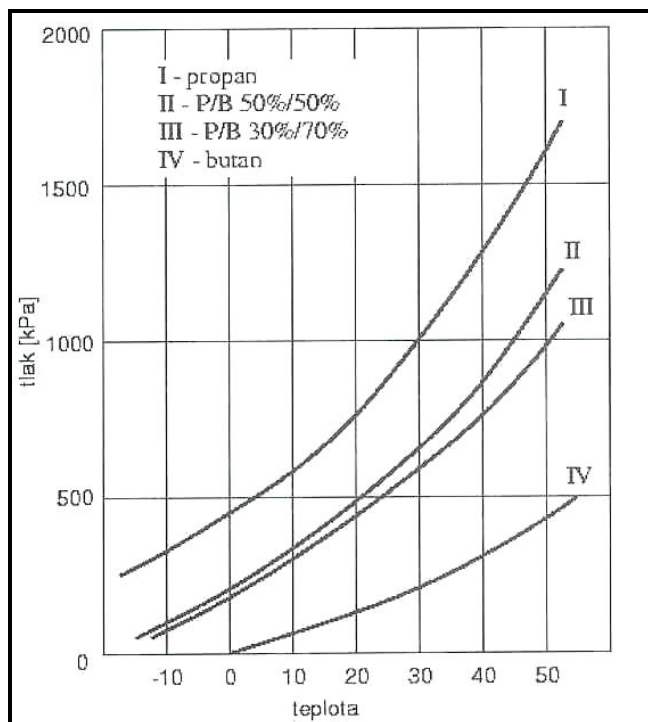
19 Plynová nádrž

Plynová nádrž slouží k uskladnění plynu ve vozidle. Protože se jedná o součást, která je pro pohony LPG a CNG značně odlišná, budeme se zabývat pouze nádržemi na LPG vhodnou pro toto zadání.

Pro uskladnění LPG můžeme rozlišit dva základní druhy nádrží z hlediska jejich tvaru a umístění:

- Válcové – umísťují se zpravidla do zavazadlového prostoru osobního automobilu. Jsou vhodné i pro zástavbu na šasi nákladního automobilu. Mohou mít objem od cca 30 litrů do 110 litrů (pro osobní automobily). U nákladních automobilů se dají použít i větší nádrže.
- Toroidní – montují se do prostoru pro rezervní pneumatiku u osobních automobilů z důvodu ponechání volného místa v zavazadlovém prostoru.

LPG je v nádrži uskladněno v kapalném stavu a udržováno pod určitým tlakem, jehož maximální výše smí dosáhnout až 2,5 MPa. Tato hodnota je ale skutečně hodnotou mezní, po dosažení které již vstoupí v činnost ochranné systémy (přetlakové ventily). Ve skutečnosti je tlak v nádrži nižší a odpovídá tzv. tlaku nasycených par. Podíváme-li se na graf tlaku nasycených par (obr. 28), odpovídá běžným teplotám provozní tlak do 1 MPa.



obr. 28 – Tlak nasycených par nad hladinou LPG v závislosti na teplotě [°C]

Do nádrže můžeme natankovat LPG maximálně do 80% jejího objemu. Toto omezení je dáno bezpečnostními opatřeními. LPG je v závislosti na teplotě velice rozpínavé, navíc se s teplotou zvyšuje tlak par nad hladinou paliva. Když si uvědomíme, že do nádrže načerpáme palivo, které má teplotu kolem 15°C, a nádrž bude na vozidle umístěna tak, že v létě může být na jejím povrchu lehce 50°C, zjistíme, že pokud bychom načerpali nádrž až tzv. „po hrdlo“, došlo by

lepším případě k odpuštění paliva přetlakovými ventily mimo automobil. V tom horším případě, při selhání těchto pojistných ventilů, by mohlo dojít k roztržení nádrže. Příklady objemů a povoleného plnění nádrží můžeme vidět v následující tabulce T19.

Tabulka T19 – Některé typy palivových nádrží pro LPG a jejich maximální plnění [l^2] (výběr z katalogu nádrží firmy GZWM)

Typ	Průměr [mm]	Délka [mm]	Výška [mm]	Objem [litru]	Plnění 80 % [litru]	Hmotnost [kg]
Válcové nádrže (výběr)						
ZC 270/30	270	605	-	30	24	11,7
ZC 270/55	270	1060	-	55	44	19
ZC 300/55	300	873	-	55	44	19
ZC 300/65	300	1017	-	65	52	22
ZC 315/40	315	592	-	40	32	16,8
ZC 360/70	360	782	-	70	56	24,7
ZC 360/90	360	986	-	90	72	30
Toroidní nádrže (výběr)						
ZTW 566/180	566	-	180	33	26,4	22
ZTW 580/200	580	-	200	39	31,2	23,8
ZTW 580/220	580	-	220	43,5	34,8	24,7
ZTW 600/220	600	-	220	45	36	25
ZTW 630/200	630	-	200	45	36	25

Plnicí přípojka

Plnicí přípojka v podstatě představuje jeden díl plynotěsné spojky, ke kterému se připojí druhý portikus, instalovaný na hadici od stojanu čerpací stanice. Plnicí přípojka je zpravidla vybavena pojistným ventilem, který zabraňuje úniku LPG po odpojení hadice. Zvenčí je přípojka opatřena zátkou, která ji chrání před nečistotami.

Pozn.: Používají se tři druhy plnicích přípojek (tzv. italský, holandský a belgický systém). V ČR je nepoužívanější systém italský. Avšak na čerpacích stanicích by měli mít redukce na všechny typy.

Plynotěsná skříň

Plynotěsná skříň je nedílnou součástí každé nádrže na LPG a ústí do ní všechny armatury a průchody dovnitř nádrže. Tato skříň je odvětrána směrem pod vůz.

V případě že dojde pojistnými ventily k odpuštění přebytečného plynu z nádrže, odpouští se plyn právě do této plynotěsné komory, odkud potom odchází odvětrávací hadicí směrem pod vůz. Toto nastane například i u selhání utěsnění přípojných potrubí či jiných armatur.

Vozidla, u kterých máme nádrž umístěnou mimo vnitřek vozu (např. nákladní), nemusí mít na nádrži tuto plynotěsnou skříň namontovanou. Pokud ji mají, přebírá funkci ochrany příslušenství nádrže před povětrnostními vlivy.

20 Zástavba nádrže na LPG

20.1 Odhad spotřeby plynného paliva:

Výpočet je proveden pro zjištění velikosti (objemu) tlakové nádrže jako zásobníku LPG. Ve výpočtu se vychází z níže zadaných hodnot, které jsou určeny na základě výpočtu dvojpaliivové verze motoru nebo odhadu:

Průměrná spotřeba nafty: $V_{Nh} := 21 \quad [l \cdot h^{-1}]$

Velikost zapalovací dávky nafty při dvoupaliivovém provozu: $M_{zd} := 0.019 [g/cykl]$

Předpokládaná pracovní doba stroje: $t := 8 [h]$

Průměrné otáčky motoru: $n := 2100 [min^{-1}]$

Počet válců: $i = 6$

Hustota nafty: $\rho_N := 840 [kg \cdot m^{-3}]$

Výhřevnost nafty: $H_{uN} := 43 [MJ \cdot kg^{-1}]$

Výhřevnost LPG: $H_{upl} := 46 [MJ \cdot kg^{-1}]$

Hodinová spotřeba nafty při dvoupaliivovém provozu:

$$V_{Nhd} := \frac{M_{zd}}{\rho_N} \cdot i \cdot n \cdot \frac{60}{2} \quad V_{Nhd} = 8.6 \quad [l \cdot h^{-1}]$$

tj. cca 1/3 spotřeby nafty ze jmenovité dávky

Množství nafty, které je třeba energeticky nahradit množstvím plynu:

$$V_{NE} := V_{Nh} - V_{Nhd} \quad V_{NE} = 12.5 \quad [l \cdot h^{-1}]$$

Z čehož vyplývá měrné množství energie obsažené v 12.5 l nafty:

$$m_{NE} := \rho_N \cdot V_{NE}$$

$$Q := H_{uN} \cdot m_{NE} \quad Q = 4.497 \times 10^5 [J \cdot h^{-1}]$$

Pro výpočet potřebného množství plynu platí:

$$G_{plh} := \frac{Q \cdot 10^{-3}}{H_{upl}} \quad G_{plh} = 9.776 [kg \cdot h^{-1}]$$

$$V_{plh} := \frac{G_{plh}}{\rho_{pl}} \quad V_{plh} = 2.83 [m^3 \cdot h^{-1}]$$

Hustota stlačeného plynu na 20 MPa:

$$p := 20 \quad [\text{MPa}]$$

$$T := 293.15 \quad [\text{K}]$$

$$r_{pl} := 167 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\rho_{pl20} := \frac{p \cdot 10^6}{r_{pl} \cdot T} = 408.53 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

Objem stlačeného plynu pak je:

$$V_{pl20} := \frac{G_{plh} \cdot t}{\rho_{pl20}} = 0.191 \quad [\text{m}^3]$$

Z tohoto výpočtu je dále uvažováno s návrhem počtu a velikostí použitých nádrží na vozidle DAF.

20.2 Umístění nádrží

A.varianta: Umístění nádrží za kabinou řidiče
(viz. obr.29)

Nádrže umístěné za kabinou řidiče tvoří celkem 4 tlakové nádoby o celkovém vodním objemu (při naplnění do 80%) 192 litrů. Každá z těchto nádob má průměr 300 mm, délku 938 mm a váží 21,8 kg.

Umístění nádrží za kabinou řidiče má především nevýhodu v tom, že zmenšují ložnou plochu nákladního vozu, což je v dnešní době velmi podstatné. Mezi další nevýhody lze uvést hlavně nutnost výroby vlastních držáků nádrží nebo alespoň výroby přípravku na kterém by byly nádrže přimontovány pomocí speciálních úchytnů přímo od firmy GZWM. Určitou výhodou však je dobrá ochrana nádrží při nehodě vozidla.

B.varianta: Umístění nádrže za stávající nádrží nafty na podvozku vozidla
(viz. obr.29)

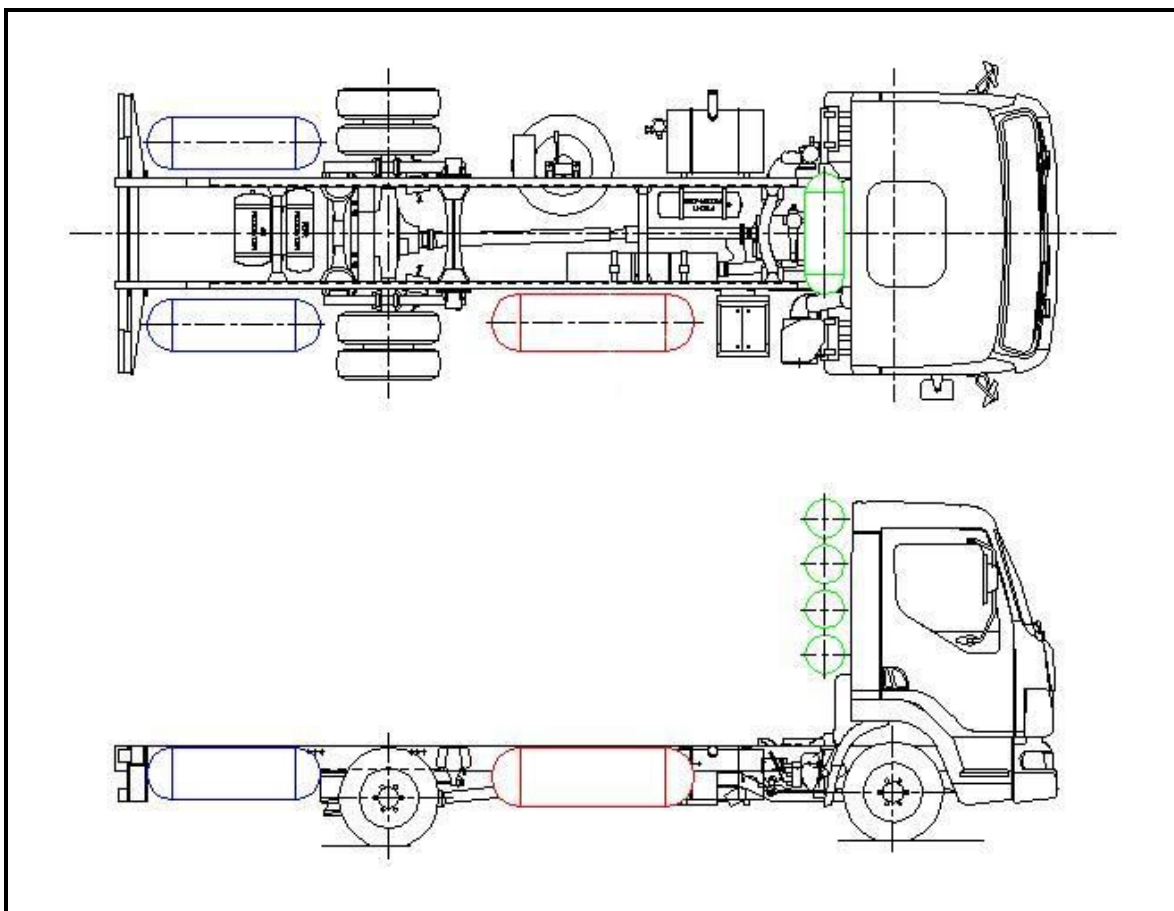
Tato varianta má nesporné výhody v tom, že bude na voze nainstalovaná pouze jediná tlaková nádoba o celkovém vodním objemu (při naplnění do 80%) 184 litrů, průměru 450 mm, délce 1574 mm a hmotnosti 59,4 kg. Nádrž bude vybavena schváleným držákem firmy GZWM, který splňuje předpis EHK 67 stejně jako tlaková nádoba. Drobnou nevýhodou bude přetížení levé strany vozu a o cca 4% nižší vodní objem nádrže.

C.varianta: Umístění nádrží na podvozku za zadní nápravou vozidla
(viz. obr.29)

Nádrže umístěné za zadní nápravou tvoří celkem dvě tlakové nádoby o celkovém vodním objemu (při naplnění do 80%) 208 litrů. Každá z těchto nádob má průměr 360 mm, délku 1400 mm a váží 42,5 kg.

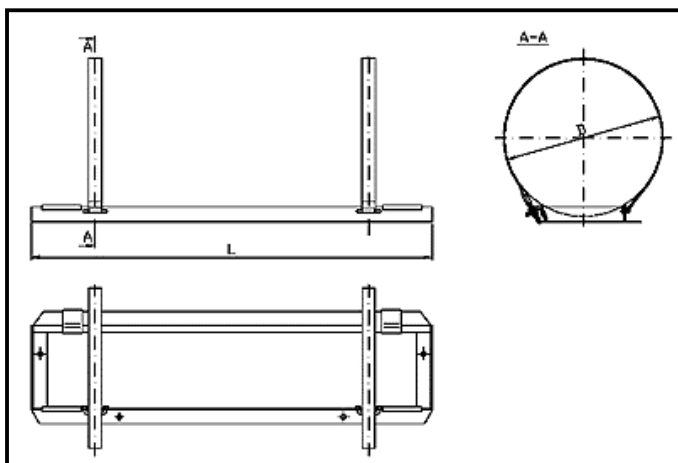
Toto umístění nádrží má jistě výhodu v tom, že na voze nepřekáží jinému nainstalovanému příslušenství a že se dá opět použít držáků tlakových nádob přímo od firmy GZWM. Mají však nevýhodu v tom, že by mohly neúměrně zatěžovat zadní část rámu vozu a tím poněkud zhoršit jízdní vlastnosti. Jako další nevýhodu bych viděl i poněkud snáze poškoditelné nádrže při možné autonehodě z důvodu menší ochrany nádrží jinými prvky.

Z uvedených variant se zdá pro další realizaci jako nejlepší varianta B, a to jak z ekonomického, tak i z konstrukčního hlediska i když použitá nádrž má o něco menší vodní objem. Držák nádrže LPG bude koupen stejně jako nádrž od firmy GZWM a bude namontován i s nádrží přímo na rámu vozidla. Zdá se to jako nejjednodušší, nejúčelnější a nejekonomičtější uspořádání.



Obr. 29 – návrh uložení nádrží na vozidle DAF LF 45
 Legenda: ■ varianta A ■ varianta B ■ varianta C

20.3 Držáky nádrží GZWM:



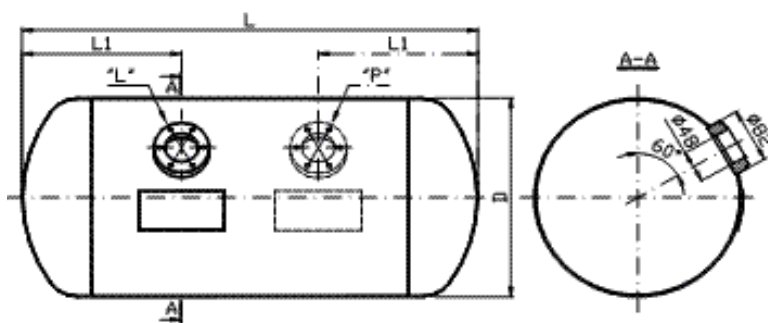
Pozn.: Z bezpečnostních důvodů
zkoušeno upevnění tlakové
nádrže nárazovou
zkouškou EHK č.32 a
dynamickou zkouškou.

obr. 30 – Schválený držák nádrží
GZWM [I-6]

Tabulka T20 – držáky nádrží použité ve variantách zástavby (B,C) [I-6]

Tabulka 123 - Účelový nádržkový držák ve variantách zastřešení (2, 3, 4, 5)							
Typ držáku	Nádrž		Držák nádrže				Váha držáku [kg]
	Průměr nádrže	Celkový objem nádrže	Délky				
			D [mm]	V [dm3]	L [mm]	L ₁ [mm]	
ST 300/60	300	60	890	180	202,5	-	3,9
ST 400/150	400	150	1297	230	150	320	6,8
ST 450/230	450	230	1524	250	160	447	6,7

20.4 Válcové nádrže na uskladnění LPG se základnou:



obr. 31 – Rozměry nádrží
GZWM [I-6]

Tabulka T21 - Nádrže použité ve variantách zástavby (A,B,C) [I-6]

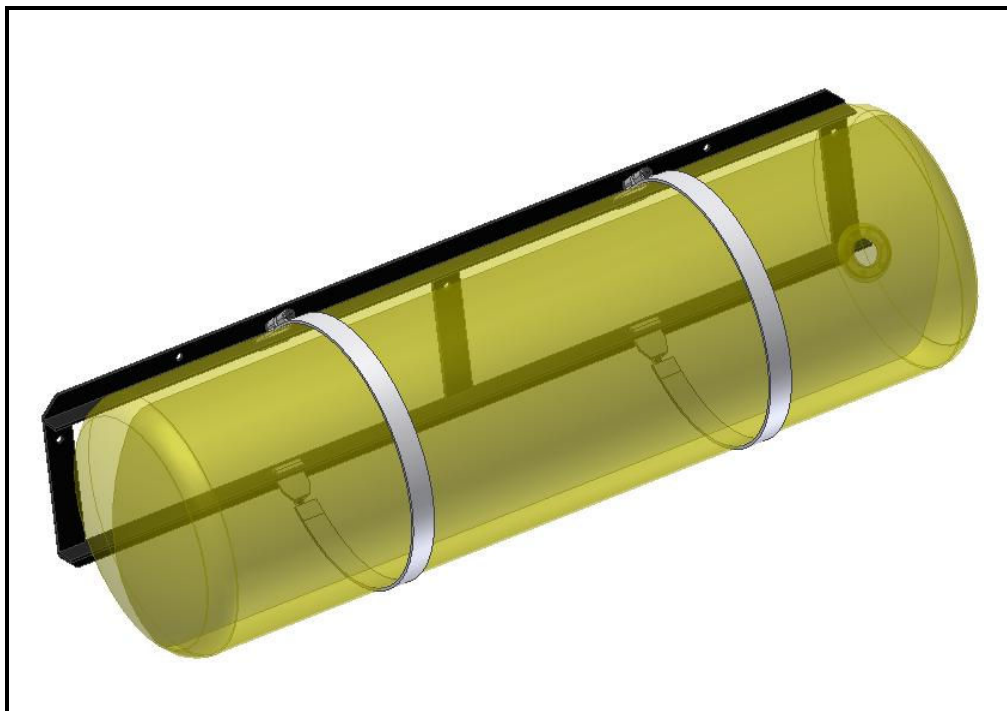
Typ nádrže	Průměr nádrže D [mm]	Celkový objem nádrže V [dm ³]	Objem při naplnění do 80 % V ₈₀ [dm ³]	Délka nádrže L [mm]	Délka L ₁ [mm]	Váha nádrže [kg]
ZC 300/60 P	300	60	48	935	216	19,0
ZC 400/150 P	400	150	120	1347	242	49,9
ZC 450/230 P	450	230	184	1574	250	71,1

A varianta

B varianta

C varianta

20.5 Model upevnění nádrže v homologovaném držáku firmy GZWM



Obr. 32 – 3D model zástavby nádrže – použitá varianta B

21 Ekonomické posouzení projektu

Hlavním cílem finančního posouzení je :

- vyčíslit rozdíl peněžních nákladů při čistě naftovém provozu a při provozu na dvojí palivo (nafta + LPG)
- stanovit dobu návratnosti investic vynaložených pro přestavbu motoru na dvojpalivový provoz.

Při výpočtu není zahrnuta inflace a ostatní činitelé vyskytující se v tržní ekonomice.

Výpočet je proveden pro průměrnou cenu paliv k 8.5.2008.

Ceny použitých paliv tedy jsou:

- nafta: $C_{\text{nafta}} = 32,10$ [Kč / l]
- LPG: $C_{\text{LPG}} = 16,50$ [Kč / l]

21.1 Výpočet nákladů na spotřebu paliva

Výpočet spotřeby je proveden při provozu motoru o hustotě nafty $\rho_n = 840 \text{ kg.m}^{-3}$ a době provozu $p_m = 20$ dní v měsíci při $t = 8$ hodinách denně v obou režimech (čistě naftový, dvojpalivový).

Provoz vozidla na naftu:

Odhadem lze říci, že vozidlo za den ujede 480 [km] při průměrné rychlosti 60 [km/h]. Při odhadované průměrné spotřebě paliva 21 [l/100 km] vyjde průměrná spotřeba nafty za den:

$$V_{dn} := 100.8 \quad [l/den]$$

Vozidlo je však provozováno pouze 8 hodin denně, z čehož vyplývá průměrná spotřeba v l/h:

$$V_{hn} := \frac{V_{dn}}{8} \quad V_{hn} = 12.6 \quad [l/h]$$

Náklady na hodinu provozu pak jsou:

$$C_{Hn} := V_{hn} \cdot c_{nafta} \quad C_{Hn} = 404.5 \quad [Kč / h]$$

Měsíční náklady na naftu:

$$N_{md} := t \cdot p_m \cdot C_{Hn} \quad N_{md} = 64713.6 \quad [Kč / měsíc]$$

Roční náklady na naftu:

$$N_{rd} := N_{md} \cdot 12 \quad N_{rd} = 776563.2 \quad [Kč / rok]$$

Dvoipalivový provoz:**Pro zapalovací dávku nafty platí:**

Zapalovací dávka nafty činí 20% z dávky jmenovité. Při průměrné spotřebě nafty 21 [l/h] je tedy objemová spotřeba nafty pro zapalovací dávku 4,2 [l/h].

$$V_{hzn} := 4.2 \quad [l / h]$$

Náklady na hodinu provozu:

$$C_{Hzd} := V_{hzn} \cdot c_{nafta} \quad C_{Hzd} = 134.8 \quad [Kč / h]$$

Pro spotřebu LPG platí:

Odhadem lze říci, že vozidlo za den ujede 480 [km] při průměrné rychlosti 60 [km/h]. Při odhadované průměrné spotřebě plynného paliva 23 [l/100 km] vyjde průměrná spotřeba nafty za den:

$$V_{dLPG} := 110.4 \quad [l/den]$$

Vozidlo je však provozováno pouze 8 hodin denně, z čehož vyplývá průměrná spotřeba v l/h:

$$V_{\text{HLPG}} := \frac{V_{\text{dLPG}}}{8} \quad V_{\text{HLPG}} = 13.8 \quad [\text{l/h}]$$

Náklady LPG na hodinu provozu:

$$C_{\text{HLPG}} := V_{\text{HLPG}} c_{\text{LPG}} \quad C_{\text{HLPG}} = 227.7 \quad [\text{Kč / h}]$$

Celkové náklady na dvojpalivový provoz (zapalovací dávka nafty + LPG):

Celkové náklady na hodinu provozu:

$$C_{\text{H}} := C_{\text{Hzd}} + C_{\text{HLPG}} \quad C_{\text{H}} = 362.5 \quad [\text{Kč / h}]$$

Při startu studeného motoru běží motor pouze na naftu až do doby kdy je prohřátý. Teprve poté přejde do provozu dvojpalivového. Tato doba se dá odhadnout na cca 10 min. Výpočet je proveden pro tzv. studený start jednou denně.

Náklady na studený start motoru tedy jsou:

$$C_{\text{minN}} := \frac{C_{\text{Hn}}}{6} \quad C_{\text{minN}} = 67.4 \quad [\text{Kč / 10min}]$$

Celkové měsíční náklady na palivo při dvojpalivovém provozu:

$$N_{\text{mLPG}} := \left(t - \frac{1}{6} \right) \cdot p_{\text{m}} \cdot C_{\text{H}} + C_{\text{minN}} p_{\text{m}}$$

$$N_{\text{mLPG}} = 58143 \quad [\text{Kč / měsíc}]$$

Roční náklady na palivo při dvojpalivovém provozu:

$$N_{\text{rLPG}} := N_{\text{mLPG}} 12$$

$$N_{\text{rLPG}} = 697716 \quad [\text{Kč / rok}]$$

Uspořené náklady na palivu za rok při provozu vozidla DAF LF 45 na dvojpalivový provoz tedy jsou:

$$N_{\text{C}} := N_{\text{rd}} - N_{\text{rLPG}} \quad N_{\text{C}} = 78847.2 \quad [\text{Kč / rok}]$$

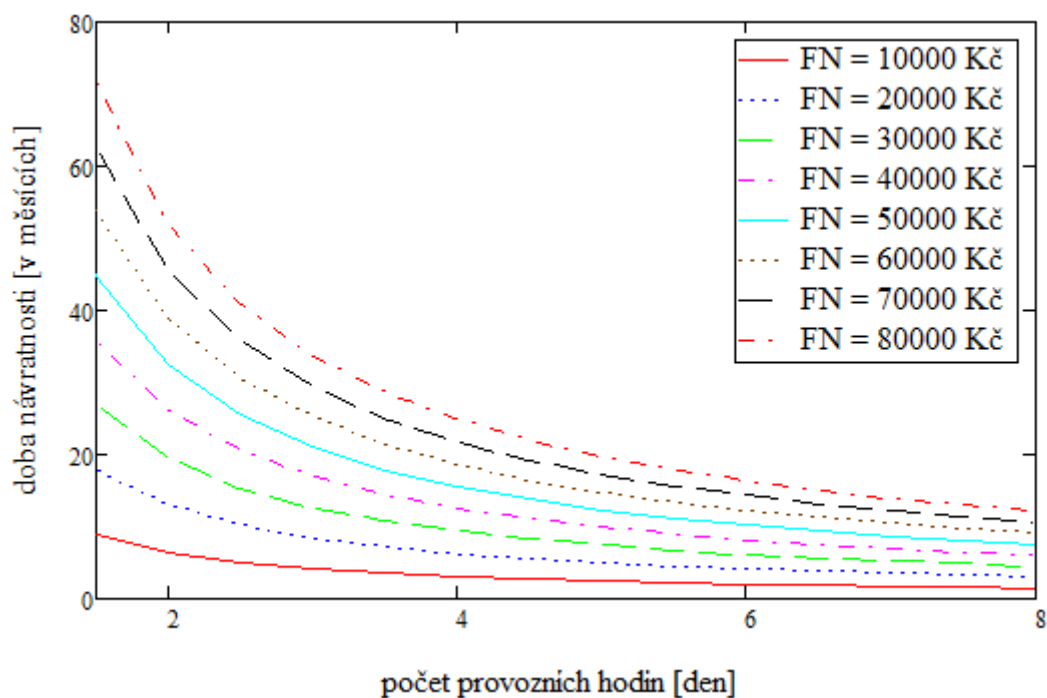
Doba návratnosti vynaložených investic:

Při přestavbě naftového motoru na dvojpalinový se musí vynaložit nemalé finanční náklady. Závisí to především na konstrukčním a technickém provedení přestavby, na použitých dílech a také na systému plnění plynné fáze do motoru. Z těchto důvodů je provedena kalkulace doby návratnosti vynaložených nákladů (tj. nákladů fixních = FN). Výpočet je proveden pro několik cenových relací vložených nákladů a také pro několik časů (hodin / den) podle vztahu:

$$t_{\text{nav}}(\text{FN}) := \frac{\text{FN}}{N_{\text{md}} - N_{\text{mLPG}}}$$

$$t_{\text{nav}}(\text{FN}) = \begin{pmatrix} 1.522 \\ 3.044 \\ 4.566 \\ 6.088 \\ 7.61 \\ 9.132 \\ 10.654 \\ 12.175 \end{pmatrix} \quad [\text{z měsíce}] \quad \text{při:} \quad \text{FN} := \begin{pmatrix} 10000 \\ 20000 \\ 30000 \\ 40000 \\ 50000 \\ 60000 \\ 70000 \\ 80000 \end{pmatrix} \quad [\text{Kč}]$$

To znamená, že při provozu 8 hodin denně a například při vynaložených fixních nákladech 80000 Kč se nám FN vrátí za cca jeden rok.



Obr. 33 – Závislost návratnosti vynaložených fixních nákladů na počtu provozních hodin za den

22 Doporučení

Z ekonomických důvodů bych nejdříve navrhoval vyzkoušet provoz duálního motoru s natvrdo seškracenou dávkou kapalného paliva (v ŘJ motoru), se směšovačem a elektronicky ovládaným krokovým škrťacím ventilem, jehož správná funkce bude nastavena dle minimální a maximální polohy plynového pedálu řidiče. Pokud se tato metoda osvědčí a motor se bude chovat podle představ a požadavků zadavatele, neměl by být problém při instalaci dražšího zařízení s vefukem LPG přímo do sání motoru.

Náklady na příslušenství při variantě se směšovačem, elektricky ovládaným škrťacím ventilem průtoku, regulátorem tlaku s odpařovačem, pojistnými ventily a hadicemi pro vedení plynu, dále multiventilem nádrže, nádrží a jejím držákem a plnicí přípojkou by neměly podle dnešních běžných cen přerůst přes hranici 10000 Kč. Celkové náklady na koupi vefukovacího příslušenství a katalyzátoru pak mohou narůst dle odhadu až k 80000 Kč.

Navíc je však nutné se ještě zabývat dodatečnou úpravou výfukových plynů (jak je uvedeno v kapitole 8), což bude stěžejní problém při provedení homologace takto upraveného vozu především z finančního hlediska. Bude důležité nejdříve provést provozní zkoušku motoru, experimentem zjistit všechny jeho dosahované parametry a emise výfukových plynů s navrženým oxidačním katalyzátorem a EGR ventilem. Dále posoudit jestli takto upravený motor bude vyhovovat předepsaným emisním limitům a podle toho uvažovat o možnosti alternativní úpravy emisí výfukových plynů.

Při příliš velkém úniku čerstvé směsi LPG a vzduchu díky velkému překrytí ventilů (SO-VZ) motoru Cummins, jak je naznačeno v kapitole 15.3, by bylo vhodné použít více vefukovačů paliva z důvodu jejich dopravní kapacity a snížit čas při kterém začnou vefukovat co nejbližší k zavírání výfukového ventilu. U směšovače paliva pouze zvýšit dávku LPG o uniklé množství kvůli energetickému dorovnání množství paliva na pracovní oběh.

Možná by stálo za zamyšlení provést pokus s vefukovači kapalné fáze plynného paliva. Mělo by dojít k poměrně významnému ochlazení náplně válce, tím zvýšení plnicí účinnosti motoru a tím pádem i jeho výkonových parametrů.

Pro dvojpalivový provoz bude také nutné prověřit charakteristiku plnicího turbodmychadla z hlediska průtoku vzduchu a požadovaného stlačení. Podle výpočtového odhadu potřebných plnicích tlaků a průtoků vzduchu pro různé složení LPG lze však soudit, že původní agregát plnicího turbodmychadla by mohl vyhovovat dvoupalivovému motoru.

23 Závěr

Diplomová práce představuje studii přestavby automobilu na pohon dvojpalivovým motorem (nafta + LPG). Výsledky řešení ukazují reálnost takové přestavby, ekonomické hodnocení efektu přestavby potom vychází za současných cen obou paliv velmi příznivě. Problémem ale mohou být nižší výkonové parametry dvojpalivového motoru v důsledku změn v jeho seřízení s ohledem na riziko klepání spalované směsi vzduch+LPG a důsledky sníženého výkonu na jízdní vlastnosti vozidla. Skutečné vlastnosti (výkonové, emisní) dvojpalivového motoru ale může ukázat pouze ověřovací provoz postaveného funkčního vzorku automobilu s dvojpalivovým motorem. Při rozhodování o stavbě funkčního vzorku takového automobilu je proto třeba zvažovat i riziko neuspokojivého výsledku.

Pokud navrhovatel zadání DP rozhodne o realizaci přestavby automobilu, je potřeba počítat s tím, že při registraci přestavěného vozidla pro silniční provoz budou nutné ověřovací zkoušky a měření, kterými se musí prokázat jak plnění požadavků na palivový systém pro LPG podle předpisu EHK č. 67, tak požadavků na výfukové emise podle předpisu EHK č. 49. Takové zkoušky a měření potom představují další náklady na realizaci – jejich návratnost by mohla být ekonomicky přijatelná pouze v případech přestavby většího počtu vozidel.

Z technického hlediska poskytne přestavba automobilu na pohon dvojpalivovým motorem významné poznatky pro další práce v oblasti využití plyných paliv pro motorová vozidla. Jako základní varianta při rozhodnutí o přestavbě by mělo být řešení s tvořením směsi ve směšovači, další vývoj by ale měl být orientován na tvoření směsi vefukováním odpařeného LPG, příp. vstřikováním kapalného LPG do plnicího vzduchu.

Vzhledem k tomu, že zásoby LPG jsou prakticky úměrné světovým zásobám ropy, lze jako perspektivní dvojpalivový motor uvažovat i variantu nafta+zemním plyn (CNG). CNG má podstatně vyšší odolnost proti klepání, což umožní vyšší výkon motoru v dvojpalivové verzi s ohledem na detonační spalování. Světové zásoby zemního plynu jsou větší než zásoby ropy, v současné době je předností LPG proti CNG snadnější skladování z důvodu menších nároků na tlakovou nádrž.

Pokud by výsledek ověřovacího provozu po přestavbě automobilu na pohon dvojpalivovým motorem prokázal nevyhovující vlastnosti, neznamenal by to z hlediska dalšího používání automobilu vážnější komplikace, neboť přestavba se týká pouze vnějšího příslušenství a seřízení motoru a bez velkých problémů bude možné vrátit automobil do původního stavu pro provoz s čistě naftovým motorem.

24 Použitá literatura

- [¹] Kameš J.: Alternativní pohon automobilů. BEN – technická literatura, Praha 2004
- [²] Štěrbá P. a kol.: Jak na LPG. Computer Press, Praha 2002
- [³] Vlk F.: Alternativní pohony motorových vozidel. Fvfk, Brno 2004
- [⁴] Matějovský V.: Automobilová paliva. Grada Publishing, Praha 2005
- [⁵] Cedrych M. R.: Jezdíme na plyn. Grada Publishing, Praha 1999
- [⁶] Vlk F.: Paliva a maziva motorových vozidel. Fvfk, Brno 2006
- [⁷] Červinka O.: Pohonné jednotky 1.díl (skripta), VŠST Liberec 1985
- [⁸] Holec F.: Použití LPG k pohonu motorových vozidel, Copz Praha 1993
- [⁹] Bartoníček L.: Přepřehování pístových spalovacích motorů, TU Liberec 2004
- [¹⁰] Straka D.: Studie využití skládkového plynu k pohonu kompaktoru (Diplomová práce), TU Liberec, 2002.
- [¹¹] Kolovrátek M.: Dvojpaliivový vznětový motor (Diplomová práce), TU Liberec, 2005.
- [¹²] Beroun, S.: Plynové pístové spalovací motory (Učební materiály TU Liberec), TUL KVM.
- [¹³] Beroun S.:Provoz vznětového motoru LIAZ M634 na dvojí palivo (Výzkumná zpráva) SM 108/71, VŠST Liberec 1971.
- [¹⁴] Sahana: Knock characteristics of dual-fuel combustion in diesel engines using natural gas as primary fuel, DMI Federal University of Technology Owerri, Nigeria, 2002.
- [¹⁵] Beroun S.: Zkouška chlazených vstřikovačů na dvojpaliivovém motoru M634 (Výzkumná zpráva), VŠST v Liberci, 1973.
- [¹⁶] Wong H.C.: Next Generation Natural Gas, Clean Air Power Inc., San Diego-California, July 2003.
- [¹⁷] Beroun S.: Posouzení možnosti provozu vznětového motoru Caterpillar na dvojí palivo nafta + LPG (Výzkumná zpráva), TU Liberec 2006.
- [¹⁸] Macek J. a kol.: Spalovací motory 1, Vydavatelství ČVUT, Praha 2003

internet:

- | | |
|---|---|
| [^{I-1}] www.motorsystem.cz | [^{I-5}] www.brc.it |
| [^{I-2}] www.keihin.com | [^{I-6}] www.gzwm.com.pl |
| [^{I-3}] www.kspg-ag.de | [^{I-7}] www.tuv-uvmv.cz |
| [^{I-4}] www.comap.cz | |

PŘÍLOHA 1.0 – Technické parametry motoru Cummins



CUMMINS ENGINE COMPANY LIMITED

Automotive Engine Data Sheet FR90583

Date of Issue :30/5/03

EURO 3

Engine Model: ISBe220 30

CPL: 2925

Advertised Power: 162kW @ 2500rpm

Peak Torque: 820Nm @ 1500rpm

217BHP @ 2500rpm

605lbft @ 1500rpm

Displacement: 5.9Litre

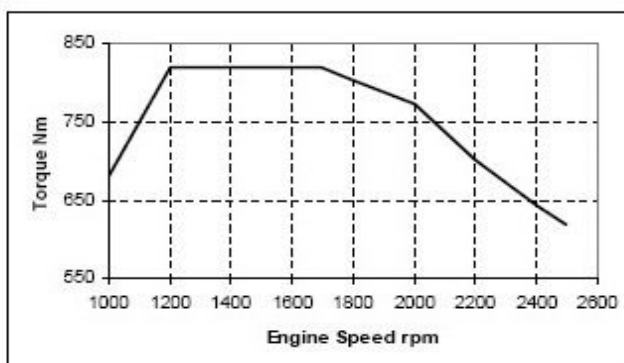
Bore: 102mm

Aspiration: Turbocharged & Aftercooled

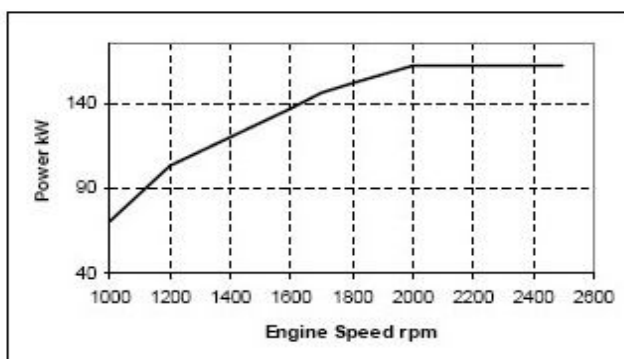
Configuration: 6 cylinder in-line

Stroke: 120mm

Fuel System: Bosch HPCR



rpm	Torque	
	Nm	lb-ft
1000	680	502
1200	820	605
1400	820	605
1600	820	605
1700	820	605
1800	804	593
2000	773	570
2200	703	519
2400	644	475
2500	618	456



rpm	Power	
	kW	bhp
1000	71	95
1200	103	138
1400	120	161
1600	137	184
1700	146	196
1800	152	204
2000	162	217
2200	162	217
2400	162	217
2500	162	217

Correct at Date of Issue

Performance data shown is nominal, and is to 80/1269/EEC (as amended) conditions of 990mbar barometric pressure and 25 °C air intake temperature. Not included are Compressor, Fan and Alternator

PŘÍLOHA 1.1 – Technické parametry motoru Cummins



CUMMINS ENGINE COMPANY LIMITED

Automotive Engine Data Sheet FR90583

Date of Issue :30/05/03

Engine Model: ISBe220 30

CPL: 2925

Certification: Euro 3

Advertised Power: 162kW @ 2500rpm

Peak Torque: 820Nm @ 1500rpm

217BHP @ 2500rpm

605lbf @ 1500rpm

General

Certification:	ECE R24.03, 2001/27/EC (88/77/EEC)
Data on this sheet refers to Installation Diagram:	3170502
Weight Dry: kg (with flywheel [FW9461], No Compressor, alternator or stator).	470
Weight Wet: kg	498
Compression Ratio:	17.3:1
C.G.Distance from F.F.O.B: mm	400
C.G.Distance above crank centre line: mm	150
Maximum bending moment at R.F.O.B: Nm	1360
Thrust bearing load limit;	
Maximum intermittent: N	6670
Maximum continuous: N	xxxx

Performance Data

Idle Speed: rpm	600 - 800
Maximum no load governed speed: rpm	2850
Maximum overspeed capability; rpm (15secs max.)	4200
Maximum altitude for continuous operation: m	2000
Clutch engagement torque at 800rpm: Nm	500
Maximum Torque from Front Power Take off in a Straight Torque Drive:Nm	475
When using exhaust brakes;	
Exhaust pressure, at 3100rpm, at turbocharger outlet, must not exceed: bar	4.3
Brake blade must have orifice to control exhaust pressure:dia mm	8.5
Approximate engine retardation: kW @ 2500rpm	97

RPM	Oil Pressure kPa	Air to Turbo m³/min	Air From Turbo		Exhaust Flow m³/min	Exhaust Temp °C	Fuel Flow l/hr	Coolant Flow # l/m	Heat Rejection		Friction Power kW
			Flow kg/min	Pressure kPa					Coolant kW	Air kW	
2500	355	15.2	18.0	180	34.0	400	95.0	215	86.0	33.0	34.0
2200	350	14.8	17.8	179	35.0	470	95.0	195	88.0	33.0	28.0
1500	290	9.6	11.3	145	25.0	525	78.0	136	71.0	21.0	13.0

● Cooling System check speed.

Radiator coolant flow is approximately 5% less with a continuous deaerating system.

Coolant : 50/50 - Ethylene Glycol / Water by Volume.

All values within ± 5%

Updated Data Since Previous Issue

Correct at Date of Issue

PŘÍLOHA 1.2 – Technické parametry motoru Cummins



CUMMINS ENGINE COMPANY LIMITED

Automotive Engine Data Sheet FR90583

Date of Issue :30/05/03

Engine Model: ISBe220 30

CPL: 2925

Certification: Euro 3

Advertised Power: 162kW @ 2500rpm

Peak Torque: 820Nm @ 1500rpm

217BHP @ 2500rpm

605lbft @ 1500rpm

Lubrication System

Oil pan capacity (OP9298)

High: litre

17.5

Low: litre

15.0

Total capacity: litre

19.5

Angularity (OP9298) low oil level: Front up 22°, Rear up 50°, F/P side up 43°, Exh side up 45°

Air Intake System

Max. temp. rise between ambient air and turbo air inlet: °C

15

Max. intake restriction with dry type air cleaner, with clean filter

Medium Duty: kPa

2.9

Heavy Duty: kPa

3.7

Max. intake restriction with dirty filter: kPa

6.2

Charge Air Cooling

Max. temp. rise between ambient air and intake manifold: °C

30.0

Max. ΔP between turbo out/manifold in: kPa

13.5

Intake pipe size normally acceptable: mm dia

65

Exhaust System

Maximum bending moment on the turbo exhaust outlet flange Nm

15

Max. back pressure imposed by piping and silencer: kPa

10.0

Exhaust pipe size normally acceptable: mm dia

75

Fuel System

Max. restriction at inlet to ECM cooler with clean pre-filter: kPa*

30

Max. return line restriction: kPa

20

Min. fuel tank vent capacity: m³/hr

0.2

Max. fuel temperature at lift pump inlet: °C

70

Min. separation of free and emulsified water (chassis pre-filter) at 2% solution in fuel: %

93

Cooling System

Engine coolant capacity: litre

10

Standard modulating thermostat (range): °C

83 - 95

Block coolant pressure (no pressure cap and thermostat closed): kPa @ 2800 rpm

280

Max. coolant temperature (engine out): °C

100

Max. deaeration time: mins

25

Max. coolant flow to accessories: litre/min

37

Min. coolant temperature: °C

70

Min. fill rate: litre/min

19

Min. coolant expansion space % of system capacity

6

Min. drawdown (excluding expansion space) % of total system:

11

Min. allowable pressure cap: kPa

50

Coolant alarm activation temperature: °C

104

Air on fan, typical operating temperature range: °C

93

Shutter opening temperature: °C

Do Not Use

Min. cooling capability at normal fuel rate:

See AEB 21.42

Electrical System 24Volt

Max. resistance of starting circuit: ohms

0.004

Min. recommended battery capacity for -18 °C and above (SAE J537)

Engine only with de-clutched load cold cranking amperes:

550

Starting System

Min. unaided cold start temperature -15 °C @ 120 average rpm.

Min. aided cold start temperature -30 °C @ 100 average rpm.

Correct at Date of Issue

All data subject to change without notice. Cummins Engine Co. Ltd European Technical Operations, Yam Road, Darlington, DL1 4PW, England. Tel: 01325 556000 Fax 01325 359353